

Roope Jansson

Koeponnistuspuristimen rakenneanalyysi

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Konetekniikka

Insinöörityö

28.02.2018

Tekijä Otsikko	Roope Jansson Koeponnistuspuristimen rakenneanalyysi
Sivumäärä Aika	52 sivua 28.02.2018
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma	Konetekniikka
Ammatillinen pääaine	Koneensuunnittelu
Ohjaajat	Yliopettaja Jyrki Kullaa Menetelmäsuunnittelija Tommi Liikamaa
<p>Tämän insinöörityön tavoitteena oli suorittaa rakenneanalyysijä Metso Flow Controlin uudentlaiselle koeponnistuslaitteiston puristinkonseptille. Työ on osa uudistusprojektia, jossa pilotoidaan uutta teknologiaa venttiilin tiiveystestauksen suorittamiseksi.</p> <p>Tutkittava rakenne oli koeponnistusta varten suunniteltu kynsipuristin, jolla virtauksensäätöventtiilin laippa puristetaan kiinni umpilaippaan koeponnistusta varten. Uusi laitteisto on aikaisempaa koeponnistuslaitteistoa huomattavasti kevyempi, jolloin uutta puristinta on mahdollista liikutella eri asentoihin koeponnistusta varten.</p> <p>Työn teoriaosuudessa käydään läpi elementtimenetelmän periaatetta, materiaalien matemaattisia malleja sekä venttiilien koeponnistusta.</p> <p>Työn pohjana oli menetelmäsuunnittelijan kehittämä konseptimalli, joka vietiin rakenneanalyysiä varten ANSYS ohjelmistoon. Tutkittavia tuloksia olivat mm. kappaleessa esiintyvät siirtymät ja erilaiset jännityskomponentit. Analyyseistä saadut tulokset käytiin yhdessä läpi muun projektiryhmän kanssa viikoittaisissa palaverissa, ja mallia muokattiin tulosten perusteella.</p> <p>Simulointituloksien perusteella voidaan todeta, että konseptitasolla tässä työssä saavutettiin haluttu lopputulos puristinlaitteen kestävyudessa ja konseptilaitteen tuotekehitystä voidaan viedä eteenpäin aina prototyypin valmistukseen saakka.</p>	
Avainsanat	Metso, Neles, elementtimenetelmä, rakenneanalyysi, ANSYS, venttiili, koeponnistus

Author Title	Roope Jansson Structural Analysis of a Valve Pressure Testing System
Number of Pages Date	52 pages 28 February 2018
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Mechanical Engineering
Professional Major	Machine Design
Instructors	Jyrki Kullaa, Principal Lecturer Tommi Liikamaa, Method Planner
<p>This Bachelor's thesis was assigned by Metso Flow Control. The objective was to apply the finite element method in the structural analysis of a new clamp mechanism, to be used in the pressure testing of process valves. The new clamp mechanism is part of a project, where a new technology pilot is implemented for valve pressure testing.</p> <p>The analyzed concept is a mechanism, which is used to clamp the valve during pressure testing. The new clamp is significantly lighter than the previous valve pressure testing benches, which enables rotating the valve to different positions for pressure testing.</p> <p>The project started with a preliminary design, created by the project's designer. The 3D concept model was imported into ANSYS software for structural analysis. The analyzed results were displacements, strains and different stress components. Structural analysis was performed on 3D-assemblies, involving contact analysis and non-linear material models.</p> <p>The structural analysis results were reviewed in weekly meetings with the project team, and the concept model was modified according to the results. Based on the results of the structural analysis, the target criteria were achieved for the clamp concept. The development project will be continued until a prototype is ordered and manufactured.</p>	
Keywords	Metso, Neles, Finite Element Method, Structural Analysis, ANSYS, Valve, Pressure Testing

Sisällys

1	Johdanto	1
2	Elementtimenetelmä	2
2.1	Elementtimenetelmän määrittely	2
2.2	Elementtimenetelmän vaiheet	4
2.2.1	Diskretointi ja elementtityyppien valinta	4
2.2.2	Muotofunktioiden määrittely	5
2.2.3	Jännitys-venymäsuhteen määrittely	6
2.2.4	Elementin jäykkyyssmatriisin muodostaminen	6
2.2.5	Globaali jäykkyyssmatriisi	7
2.2.6	Venymien ja jännityksien laskenta	7
3	FEA-ohjelman toiminta	8
3.1	Esikäsittely	8
3.1.1	Verkotus	8
3.1.2	Kuormitustyytit	9
3.2	Ratkaisija	10
3.3	Jälkikäsittely	11
4	Epälineaarinen analyysi	12
5	Matemaattiset materiaaalimallit	15
5.1	Elastinen muodonmuutos	15
5.2	Plastinen muodonmuutos	16
5.2.1	Myötöehto	17
5.2.2	Myötösääntö	19
5.2.3	Myötölujuutumisääntö	19

6	Kontaktit elementtimenetelmässä	21
6.1	Kontaktiformulaatit	21
6.1.1	Sakkofunktiomenetelmä	21
6.1.2	Täydennetty Lagrange	22
6.1.3	Lagrange	22
6.1.4	Kontaktien sidosityhtälö	23
6.2	Kontaktin jäykkyys	23
6.3	Kontaktin tunnistuspisteet	24
6.4	Kontaktin havainnointialue	25
6.5	Kontaktin symmetrisyys	26
7	Venttiilien koeponnistaminen	28
7.1	Pesän painetesti	29
7.2	Tiiviystesti	29
7.3	Visuaalinen tarkistus	29
7.4	Koeponnistuslaitteisto	29
7.5	Uusi puristinkonsepti	30
8	Kynsipuristinkonseptin kehitys	31
8.1	Ensimmäinen konsepti	32
8.2	Toinen konseptiversio	36
8.3	Puristavaa sylinteriä hyödyntävä konsepti	39
8.4	Pulttiliitoskonseptit	41
8.5	Vetovarsimalli	46
8.6	Nivelöity malli	47
9	Yhteenveto	52
	Lähteet	53

1 Johdanto

Tämän työn tarkoituksena oli suorittaa virtauksensäätöventtiilin koeponnistuspuristimelle rakenneanalyysijä, laiterakenteen kestävyys tarkastelemiseksi. Rakenneanalyysiin käytettiin ANSYS ohjelmistoa, jonka avulla ratkaistiin tietokoneavusteisesti puristimen 2D/3D-mallista kuormituksesta aiheutuvat siirtymät ja jännitykset. ANSYS:tä käyttämällä saadaan selvitettyä rakenteen kestävyys ilman fyysisen prototyypin rakentamista, sekä rakenteen massa saadaan minimoitua. Puristinlaitteen konseptisuunnittelu suoritettiin mekaniikkasuunnittelijan kanssa yhteistyössä siten, että lujuussimuloinnin tuloksia arvioitiin muutaman työpäivän välein ja konseptia muokattiin laskentatuloksien viitoittamaan suuntaan. Tällä tavalla konseptisuunnittelun suuntaa oli helppo muuttaa nopeasti ja joustavasti.

Venttiileitä koeponnistetaan niiden tiiveyden ja painekestävyyden tarkistamiseksi. Koeponnistuspuristimen tarkoitus on puristaa venttiili paikoilleen, tiivistää venttiilin molemmat virtausaukot, sekä johtaa koeponnistuspaine venttiilin sisälle vuotojen mittaamista varten. Perinteiset venttiilin koeponnistuslaitteistot ovat suuria puristinlaitteita, joita ei ole käytännöllistä siirtää tai kääntää. Tässä työssä käsiteltävä puristinkonsepti on kevyempi liikuteltavissa oleva laitteisto, jonka avulla venttiiliä voidaan pitää erilaisissa asennoissa koeponnistuksen aikana.

Tämä työ tehtiin Metso Flow Controlille, joka valmistaa virtauksensäätöventtiileitä ja venttiiliyhdistelmiä. Tehdas sijaitsee Vantaan Itä-Hakkilassa, ja siellä työskentelee n. 700 henkilöä. Venttiileitä toimitetaan erilaisiin prosessiteollisuuden käyttösovelluksiin, kuten mm. öljynjalostukseen ja prosessiteollisuuteen.

Metso Flow Control on osa Metso-konsernia, joka muodostui vuonna 1999, kun Valmet ja Rauma yhdistyivät. Vuonna 2013 sen aikainen Metso pilkottiin kahdeksi erilliseksi pörssiyhtiöksi; Metsoksi ja Valmetiksi. Valmet keskittyy bioraaka-aineisiin pohjautuviin toimintoihin ja Metso mm. prosessiautomaatioon ja virtauksensäätöön. Metso palvelee kaivos-, kivenmurkaus-, kierrätys- öljy-, kaasu-, massa-, paperi- ja prosessiteollisuuksia. Yrityksen tuotevalikoima koostuu kaivos- ja maanrakennusalan laitteista sekä teollisuusventtiileistä ja venttiiliohjaimista. [1]

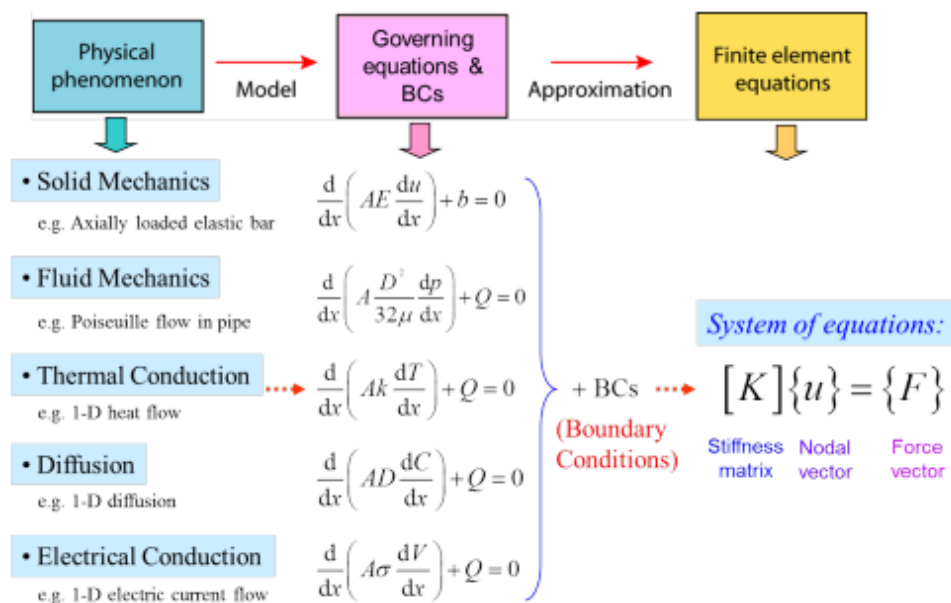
Tässä työssä käsitellään koeponnistukseen tarkoitetun kynsipuristimen rakenneanalyysin suorittamista. Teoriaosuudessa käydään läpi elementtimenetelmän perusteita, elementtien välistä kontaktilaskentaa sekä matemaattisia materiaalmalleja.

2 Elementtimenetelmä

2.1 Elementtimenetelmän määrittely

Elementtimenetelmä on numeerinen menetelmä fysikaalisten ongelmien ratkaisemiseksi. Sitä käytetään mm. rakenneanalyysissä, virtauslaskennassa ja sähkömagneettisissa ongelmissa. Insinöörit tavallisesti hyödyntävät elementtimenetelmää vähentääkseen fyysisten prototyyppien tarvetta ja optimoidakseen suunnittelemaansa rakennetta paremmaksi lyhyemmässä ajassa.

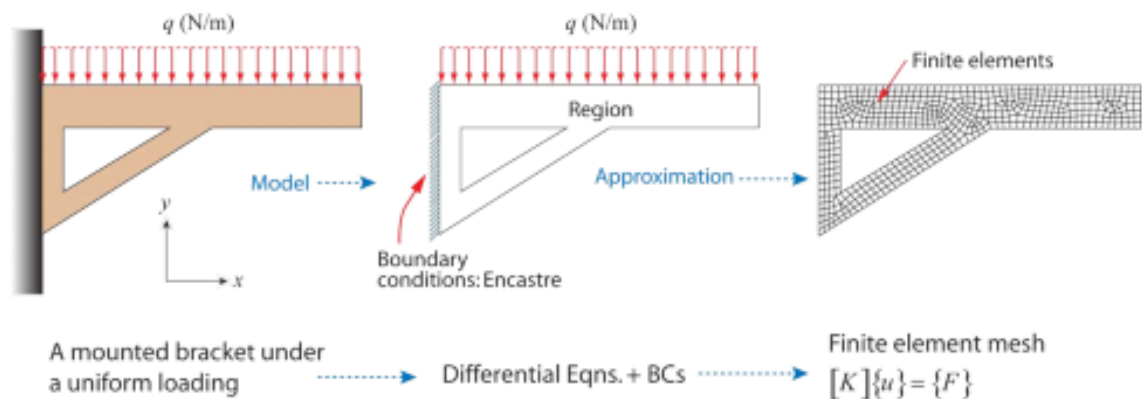
Ongelmiin, joissa on monimutkaisia geometrioita, kuormituksia tai materiaaliominaisuuksia, on vaikea tai mahdoton löytää analyttistä ratkaisua. Analyttiseen ratkaisuun tarvitaan yleensä osittaisdifferentiaaliyhtälöitä (Kuva 1), joita ei yleensä kuitenkaan ole mahdollista muodostaa monimutkaisista systeemeistä. Elementtimenetelmällä saadaan differentiaaliyhtälöiden sijaan muodostettua algebrallisia yhtälöitä, joiden ratkaiseminen on yksinkertaista. [2, s. 1-2]



Kuva 1 Erilaisia fysikaalisia ilmiöitä kuvaavia yhtälöitä [3, s. 2]

Todelliset fyysiset kappaleet ovat jatkuvia systeemeitä, niiden jokaisella pisteellä on oma tilansa, ja siten vapausasteidenkin määrä on ääretön. Elementtimenetelmässä pilkotaan jatkuva malli diskreeteiksi paloiksi, eli elementeiksi (Kuva 2). Elementit on yhdistetty toisiinsa solmuissa, jotka pitävät rakennetta koossa ikään kuin nuppineulojen tapaan.

Kun tarkasteltavan materiaalin jännitys-venymäsuhde on tiedossa, voidaan yksittäisen solmun vaste ratkaista, kun tiedetään rakenteen muiden elementtien ominaisuudet. Koko rakenteen elementtien vasteet yhdistetään matriisien avulla koko kappaleen ratkaisun saamiseksi. [2, s. 8]



Kuva 2 Ongelman yksinkertaistaminen ja diskretointi elementeiksi [3, s. 12]

Tavanomaisesti rakenneanalyysissä ratkaistaan ensin kuormituksesta johtuvat kunkin elementin siirtymät, joista saadaan johdettua elementissä esiintyvät venymät ja jännitykset. Muissa analyysityypeissä ratkaistava tuntematon voi olla esim. ominaistaajuus, paine, jännite tai lämpötila (Taulukko 1).

Taulukko 1 Eri analyysityyppien ominaisuudet, vapausasteet ja kuormitusvektori [4, s. 9]

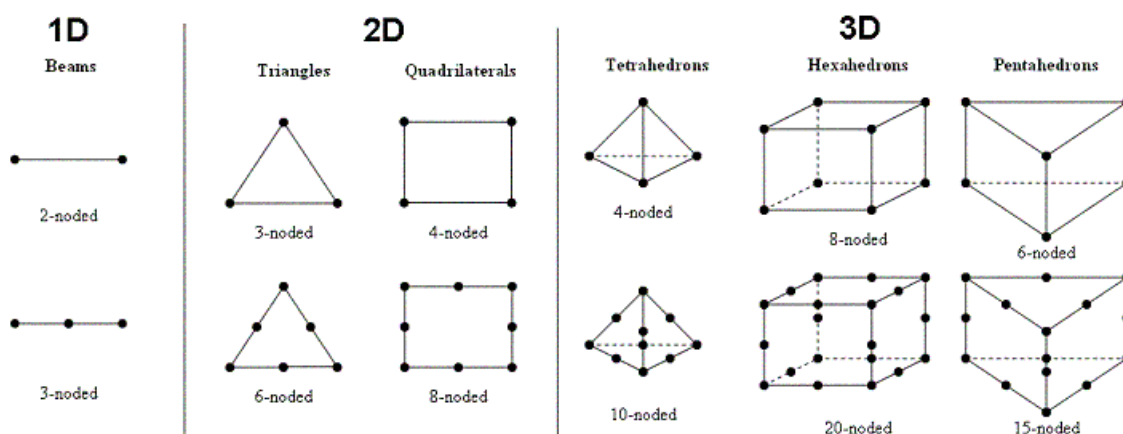
Analyyesityyppi	Ominaisuus K	Vapausaste {u}	Kuormitusvektori {F}
Elastinen	Jäykkyys	Siirtymä	Voima
Lämpö	Johtavuus	Lämpötila	Lämmönlähde
Virtaus	Viskositeetti	Nopeus	Tilavuusvoima
Sähköstaattinen	Dielektrinen permittiivisyys	Jännite	Varaus

Elementtimenetelmä on likiarvomenetelmä, ja kasvattamalla elementtiverkon tiheyttä saadaan aikaiseksi tarkemmat tulokset. Elementtimenetelmää voidaan soveltaa käsinlaskennassa, mutta yksinkertaisellakin geometrialla saattaa muodostua suuria matriiseja, joita on työläs ratkaista käsin, ja tästä syystä elementtimenetelmässä käytetään tietokoneita apuna.

2.2 Elementtimenetelmän vaiheet

2.2.1 Diskretointi ja elementtityyppien valinta

Elementtimenetelmä aloitetaan jakamalla kappale pienemmiksi elementeiksi. Elementtityypin valintaan vaikuttavat tutkittava rakenne, analyysin tyyppi ja tarkasteltavat tulokset. Elementit voivat olla 1–3 ulotteisia (Kuva 3), ja niiden vapausasteiden määrä riippuu analyysistä. Elementin asteluvusta riippuen elementissä on solmut sen nurkissa, tai lisäksi useampi solmu elementin sivuilla.



Kuva 3 Erilaisia elementtityyppejä [5]

Yksinkertaisimmat elementit ovat kaksisolmuisia sauva- ja palkkielementtejä. Niiden poikkipinta-ala voi olla vakio tai vaihteleva. Sauva- ja palkkielementtejä käytetään yleisesti kehä- ja ristikkorakenteiden laskennassa. Sauvaelementti välittää ainoastaan aksiaalista kuormitusta, eikä se kanna momenttia. Sauvaelementillä on 2–3 translaativapausastetta per solmu. Palkkielementti kantaa lisäksi momenttia, joten sillä on kolme tai kuusi vapausastetta per solmu. [2, s. 9]

Kaksiulotteisia tasoelementtejä kuormitetaan niiden omassa tasossa, ja niitä voidaan käyttää tasojännityksiä ja tasovenymiä tarkasteltaessa. Kaksiulotteisen elementtien paksuus voi olla vakio tai vaihteleva. Kaksiulotteisia pyörähdyssymmetrisiä elementtejä voidaan käyttää, kun geometria, materiaali ja kuormitus ovat pyörähdyssymmetrisiä jonkin akselin ympäri. Tällöin voidaan mallintaa ainoastaan kaksiulotteinen poikkileikkausprofiili laskenta-ajan säästämiseksi. Matemaattisesti pyörähdyssymmetrinen tapaus vastaa kaksiulotteista ongelmaa, eli se vastaa hyvin paljon tasojännitys ja -venymätilannetta. [6, s. 112]

Kolmiulotteisia elementtejä käytetään, kun halutaan tarkastella jännityksiä kolmessa ulottuvuudessa. Yleisimmät kolmiulotteiset elementit ovat tetraedrin tai heksaedrin muotoisia. 3D-solidielementeillä on tavallisesti kolme vapausastetta per solmu, translaatiot X , Y ja Z . Solidielementtien kiertymä saadaan aikaiseksi solmujen translaatioilla suhteessa toisiinsa. [7, s. 2] Kolmiulotteisilla kuorielementeillä on 5–6 vapausastetta per solmu, translaatiot u_x, u_y, u_z ja rotaatiot R_X, R_Y, R_Z . Rotaatiovapausasteiden avulla saadaan helposti laskettua taivutusjännitys elementissä. [2, s. 9-10]

Korkeaulotteisimmista elementeistä koostuva verkko on hitaammin laskettava, koska tuntemattomien vapausasteiden määrä nousee (Taulukko 2). Laskenta-ajan säästämiseksi kolmiulotteiset analyysit kannattaa yksinkertaistaa kaksiulotteiseksi, mikäli mahdollista.

Taulukko 2 Tuntemattomien vapausasteiden määrä eri ulotteisissa tapauksissa [8, s. 280]

	1D	2D	3D
Siirtymä	u	u, v	u, v, w
Venymä	ε_x	$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_{xy}$	$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ $\varepsilon_{xy}, \varepsilon_{yz}, \varepsilon_{zx}$
Jännitys	σ_x	$\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$	$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$
Tuntemattomien lkm.	3	8	15

2.2.2 Muotofunktioiden määrittely

Kappaleen diskretoinnista johtuen rakenneanalyysissä siirtymät ratkaistaan ainoastaan elementtien solmuissa. Muotofunktiolla interpoloidaan siirtymät ja jännitykset elementin muissa pisteissä. Muotofunktio on tavallisesti polynomifunktio, jonka asteluku riippuu valitusta elementtityypistä. [2, s. 11] Muotofunktion asteluvun noustessa tuloksen tarkkuus paranee, mutta samalla rakenteen jäykkyysmatriisin koko kasvaa ja ratkaisun laskenta hidastuu. [9, s. 56]

Muotofunktiot kaksisolmuiselle sauvaelementille:

$$N_1(x) = 1 - \frac{x}{L}$$

$$N_2(x) = \frac{x}{L}$$

Elementtimenetelmää käytettäessä ratkaistaan rakenneanalyysissä ensin elementtien solmujen siirtymät, minkä jälkeen interpoloidaan siirtymät integrointipisteissä. Tämän jälkeen muut suureet kuten venymä ja jännitykset lasketaan integrointipisteissä. Interpoloimalla saadaan laskettua vastaavat suureet solmupisteissä. [10]

2.2.3 Jännitys-venymäsuhteen määrittäminen

Jännitys-venymäyhteys on määriteltävä, jotta voidaan muodostaa vaadittavat jännitysyhtälöt elementeille. Venymällä tarkoitetaan kappaleen pituuden muutosta suhteessa sen alkuperäiseen pituuteen. Esimerkiksi yksiulotteisessa muodonmuutoksessa venymä X-suunnassa määritellään

$$\varepsilon_x = \frac{du}{dx}$$

missä ε_x on venymä X-suunnassa ja du on voiman aiheuttama siirtymä.

Hooken lain mukaan jousen muodonmuutos on verrannollinen voimaan $F = -kx$, missä k on jousivakio ja x on jousen pituuden muutos. Lineaarisesti käyttäytyvälle materiaalille voidaan venymän ja jännityksen yhteys määrittää käyttäen yleistettyä Hooken lakia:

$$\{\sigma\} = [E]\{\epsilon\}$$

missä $\{\sigma\}$ on jännitysmatriisi ja E on kimmomatriisi. [2, s. 11]

2.2.4 Elementin jäykkyysmatriisin muodostaminen

Elementin jäykkyysmatriisi voidaan johtaa suoralla menettelyllä tasapainoyhtälöillä, tai energiaperiaatteella. Matriisiyhtälö $\{f\} = [k]\{u\}$ muodostuu seuraavasti:

$$\begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \vdots \\ f_n \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & \cdots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & \cdots & k_{2n} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & \cdots & k_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{n1} & k_{n2} & k_{n3} & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ \vdots \\ u_n \end{pmatrix}$$

missä $\{f\}$ on elementin solmuihin kohdistuva voimavektori, k on elementin jäykkyysmatriisi, $\{u\}$ on elementin solmujen siirtymät ja n on vapausasteiden määrä. [2, s. 13]

2.2.5 Globaali jäykkyysmatriisi

Yksittäisten elementtien matriisit yhdistetään globaaliksi matriisiksi $\{F\} = [K]\{u\}$, missä $\{F\}$ on globaali voimavektori, K on globaali jäykkyysmatriisi ja $\{u\}$ on solmujen siirtymät. Jäykän kappaleen liikkeen estämiseksi osalle solmuista annetaan siirtymäksi nolla. Tämä määrittely yleensä saadaan aikaiseksi määrittämällä kappaleen tuennat muuhun ympäristöön. Koko kappaleen matriisista ratkotaan tuntemattomat siirtymät, esimerkiksi Gaussin eliminointimenetelmällä. [2, s. 14]

$$\begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ \vdots \\ F_n \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & \cdots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & \cdots & K_{2n} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & \cdots & K_{3n} \\ \vdots & & & & \vdots \\ K_{n1} & & & \cdots & K_{nn} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ \vdots \\ u_n \end{pmatrix}$$

2.2.6 Venymien ja jännityksien laskenta

Siirtymien ratkaisun jälkeen voidaan laskea venymät ja jännitykset siirtymä-venymäsuhteen ja jännitys-venymäsuhteiden avulla. Rakenteen venymät ratkaistaan matriisiyhtälöllä $\{\epsilon\} = [B]\{u\}$, missä $[B]$ on kinemaattinen matriisi. Jännitykset voidaan lausua solmusiirtymien avulla $\{\sigma\} = [E][B]\{u\}$. Tuntemattomien ratkaisemisen jälkeen voidaan tulkita tulokset. [2, s. 14]

3 FEA-ohjelman toiminta

3.1 Esikäsittely

Analyysi aloitetaan valitsemalla haluttu analyysityyppi. Analyysityyppejä ovat mm. staattinen, transientti, harmoninen ja nurjahdusanalyysi. Analyysityyppi riippuu kuormituksesta, sekä tuloksista jotka halutaan ratkaista.

Esikäsittelyvaiheessa määritellään simuloitavalle mallille geometria, materiaaliominaisuudet, kontaktit, reunaehdot ja kuormitus. FE-analyysissä on ensisijaisen tärkeää käsittää todellisen kappaleen reunaehdot ja kuormitus, jotta ne voidaan määrittää oikein analyysiin. Kuormitukseksi voidaan määrittää mm. siirtymiä, voimia ja kiihtyvyyksiä. Kuormitukset voidaan määritellä mallin geometriaan tai verkon elementteihin ja solmuihin. Kuormitus voidaan asettaa inkrementteittäin aika-askelten avulla. [7, s. 2]

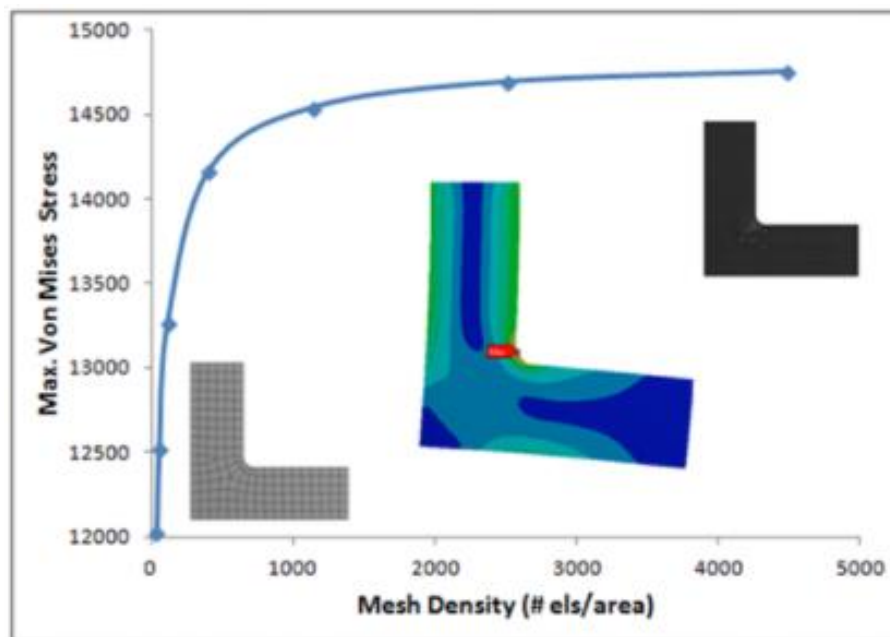
Staattisessa rakenneanalyysissä materiaalille on annettava vähintään kimmokerroin ja Poissonin luku. Mikäli kappaleen hitaus otetaan huomioon, on määritettävä materiaalin tiheys. Lämpötilojen vaikuttaessa on materiaalille määritettävä lämpölaajenemiskerroin.

3.1.1 Verkotus

Käyttäjä voi valita käytettävän elementtityypin ja elementtiverkon koon. FEA-ohjelmisto verkottaa kappaleen, eli pilkkoo kappaleen pienemmiksi elementeiksi. Verkotuksen tavoitteena on luoda diskretisoitu malli, joka kuvaa mahdollisimman tarkasti todellista geometriaa. Mallista kannattaa poistaa ylimääräiset piirteet, joissa tulokset eivät ole tarkasteltavana, jotta muodostuva elementtiverkko olisi mahdollisimman kevyt.

Verkotus on yleisesti pitkälle automatisoitu prosessi, mutta verkon laatu on syytä tarkistaa laskijan toimesta epämuodostuneiden elementtien varalta. Yksi tapa arvioida verkon laatua on tarkistaa jännitysten jatkuvuus elementtien välillä, ja tihentää verkkoa suurien epäjatkuvuuksien esiintyessä. Hyvä tapa varmistua verkon laadusta on tihentää elementtiverkkoa, kunnes jännitykset konvergoituvat tarkasteltavalla alueella (Kuva 4).

Elementin suhdeluku kertoo elementin sivujen pituudesta suhteessa toisiinsa. Tarkkuudeltaan paras verkko on sellainen, missä elementin sivujen suhde on vakio ja lähellä yhtä ($= 1$). Elementtiverkon tiheys on käyttäjän harkinnan varassa, pienemmät elementit tuottavat tarkempia tuloksia mutta laskenta-ajan kustannuksella. Elementtiverkko on yleensä tiheä korkean jännityksen alueilla, ja harvempi siellä missä jännitys on vähäinen. Verkko on tavallisesti tiheämpi myös alueilla, missä esiintyy geometristä epäjatkuvuutta. Esimerkiksi reiällisessä levyssä verkon kuuluu olla tiheämpi reiän ympärillä, missä jännityskeskittymän oletetaan olevan. [2, s. 8-9]



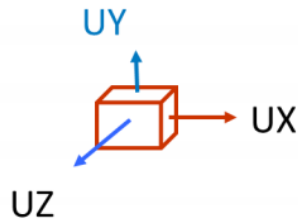
Kuva 4 Verkon tiheyden kasvattamisen vaikutus jännityksen konvergointiin [11]

3.1.2 Kuormitustyypit

Elementtimenetelmän tarkoituksena on ratkaista, miten analysoitava kappale reagoi siihen kohdistettuun kuormitukseen. Kuormitus määrittyy neljästä tekijästä: suuruus, suunta, pinta-ala, aikariippuvaisuus. Kuormituksen suunta voidaan määrittää vektorina tai komponentteina. [12] Kuormitustyyppejä ovat analyysityypistä riippuen mm. seuraavat:

- **Rakenteellinen:** siirtymä, nopeus, kiihtyvyys, voima, paine
- **Lämpö:** lämpötila, lämmönsiirto, lämmöntuotto
- **Sähköinen:** jännite, virta, varaus, varauksen tiheys

Mallille annettavat reunaehdot annetaan määrittämällä vapausasteille arvoja, esimerkiksi jäykästi kiinnitettyjen 3D-solidielementtien (Kuva 5) vapausasteet määritetään $u_x = u_y = u_z = 0$.



Kuva 5 Kolmiulotteinen heksaedrielementti

3.2 Ratkaisija

Esikäsittelijä muodostaa tietyssä formaatissa olevan tekstitiedoston, joka lähetetään ratkaisijalle. Ratkaisijan tehtävä on ottaa esikäsittelydata vastaan, käsitellä se algoritmien avulla ja lähettää pyydetyt tulokset postprosessointia varten. Ratkaisija suorittaa jäykkyyden laskennan, jäykkyyden muokkauksen ja yhtälöiden ratkaisun. Ratkaisija toimii eräajona, eikä vaadi käyttäjältä toimenpiteitä. [13]

Elementtimenetelmässä ratkaistaan matriisiyhtälö $K\{u\} = \{f\}$. Yksinkertainen tapa ratkaista tuntemattomat vapausasteet, olisi muodostaa käänteismatriisi $[K]^{-1}$ ja ratkaista sen avulla $\{u\} = [K]^{-1}\{f\}$. Kyseinen tapa on kuitenkin laskennallisesti raskas ja numeerisesti epävakaa. [7, s. 3]

Ratkaisijoita on kaksi erilaista, suora ja iteroiva ratkaisija. Suora ratkaisija perustuu esimerkiksi Gaussin eliminointimenetelmään tai LU-hajotelmaan, ja iteroiva ratkaisija perustuu Newtonin menetelmään, jossa voimien epätasapaino ($F_{tuki} - F_{kuormitus}$) pyritään minimoimaan ja ratkaisu konvergoi iteroidun laskennan ansiosta.

Suorat ratkaisutavat epäonnistuvat, mikäli matriisi on erittäin suuri. Mikäli mallin vapausasteiden määrä on n , niin tarvittava laskuoperaatioiden määrä Gaussin menetelmällä olisi n^3 . Suora ratkaisija saa aikaan vakaan laskennan, mutta haittapuolena isot laskennat vaativat paljon muistia, jolloin käytetään mieluummin iteroivaa ratkaisijaa, joka vaatii vähemmän muistia. [14]

Iteroiva ratkaisija tekee matriisiyhtälölle $\{K\{u\} = \{f\}$ alkuarvauksen $\{u_0\}$, jolla lasketaan $\{K\{u_0\} = \{f_0\}$. Mikäli sisäisten ja ulkoisten voimien erotus $\{f\} - \{f_0\}$ on liian suuri, muodostetaan $\{u_1\}, \{u_2\} \dots \{u_n\}$, kunnes $[k]\{u_n\} - \{f\}$ lähestyy määritettyä toleranssia. ANSYSissä kriteeri voimien tasapainolle on $\{f\} - \{f_n\} < 0,5\% * \{f\}$.

Kaukana toisistaan olevien solmujen välinen jäykkyys on nolla, jolloin jäykkyysmatriisi sisältää yleensä paljon nollia, jotka vievät turhaa muistia ja laskentatehoa. Modernit ohjelmistot järjestävä matriisit erityisillä algoritmeilla nauhamaisiksi, laskennan nopeuttamiseksi. [7, s. 2]

$$\begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & \dots & \dots & \dots & 0 \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & B_{32} & B_{33} & B_{34} & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & B_{43} & B_{44} & B_{45} & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & B_{54} & B_{55} & B_{56} \\ 0 & \dots & \dots & 0 & B_{65} & B_{66} \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} 0 & B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ B_{32} & B_{33} & B_{34} \\ B_{43} & B_{44} & B_{45} \\ B_{54} & B_{55} & B_{56} \\ B_{65} & B_{66} & 0 \end{bmatrix}$$

3.3 Jälkikäsittely

Laskennan valmistuttua tuloksia voidaan tarkastella. Tuloksista pyritään selvittämään, miten rakenne reagoi määriteltyyn kuormitukseen. Rakenneanalyysissä tavallisesti tarkastellaan kappaleen venymiä ja niistä aiheutuvia jännityksiä. Muissa analyysityypeissä tarkasteltavia tuloksia ovat esim. lämpötilat, virtaukset tai magneettikenttien suunnat.

Elementtimenetelmäohjelmistot esittävät tulokset tavallisesti graafisessa muodossa kuvina ja animaatioina, mikä on tapa esittää ratkaisijasta saatavat tulokset helposti tulkittavassa muodossa. Tavallisesti värikyriä esitys näyttää tulokset elementin tuloksien keskiarvosta. Keskiarvoitus saattaa piilottaa suuria epäjatkuvuuksia tuloksissa, siksi suora integrointipisteiden tulosten tarkastus voi olla hyödyksi verkon laatua tarkastellessa.

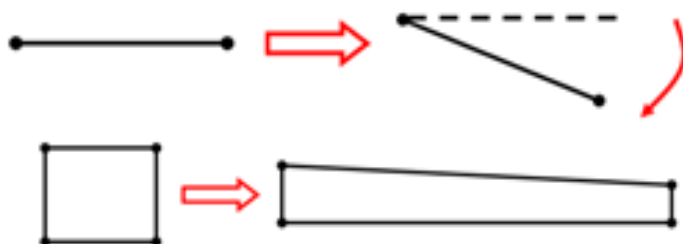
ANSYS tuottaa ratkaisijasta lokitiedoston, joka on syytä tarkistaa virheiden ja varoitusten varalta. Lokitiedostosta myös käy ilmi, kuinka hyvin malli käyttäytyi läpi laskennan. [7, s. 2]

4 Epälineaarinen analyysi

Suurella osalla rakenteista voimien ja siirtymien välinen suhde ei ole lineaarinen. Epälineaarinen käytös voi johtua eri tekijöistä, jotka voidaan jakaa kolmeen kategoriaan: geometriseen, materiaaliseen ja reunaehdolliseen epälineaarisuuteen. [15]

- Geometrinen epälineaarisuus tavallisesti johtuu suurista siirtymistä tai suurista rotaatioista, joista seuraa jäykkyyismatriisin K muuttuminen.
- Materiaalin epälineaarisuus: plastisessa materiaalimallissa venymän ja jännityksen suhde on epälineaarinen. Materiaalin venymä-jännitysyhteyden epälineaarisuutta voi aiheuttaa useampi tekijä, kuten esim. kuormitushistoria tai lämpötila.
- Reunaehtoien epälineaarisuus on usein seurausta analyysissä olevista kontakteista. Kappaleen siirtymä muuttuu epälineaariseksi kontaktin muodostuessa toisen kappaleen kanssa, jolloin siirtymä tiettyyn suuntaan estyy.

Epälineaarisisessa analyysissä on suositeltavaa kytkeä ANSYSissä parametri *Large Deflection* päälle. *Large Deflection* asetus sallii ANSYSin päivittää rakenteen jäykkyyismatriisia, mikäli rakenteeseen kohdistuu suuria muodonmuutoksia/venymiä tai myötölujittumista. [16] Mikäli elementti kokee merkittäviä muodonmuutoksia tai suurta rotaatioita ($>10^\circ$), elementin paikallinen jäykkyyismatriisi muuttuu, jolloin myös globaali jäykkyyismatriisi on päivitettävä (Kuva 6).

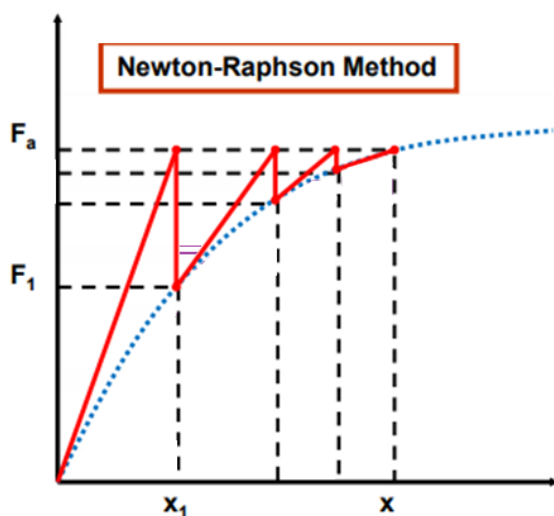


Kuva 6 Yllä: Suuri rotaatio. Alla: Suuri venymä ja rotaatio.

Epälineaarisisessa analyysissä rakenteen vastetta ei voida ratkaista suoraan, vaan ratkaisu saavutetaan iteroimalla usealla lineaarisella approksimaatiolla. ANSYS käyttää epälineaaristen tapausten ratkaisemiseksi Newtonin menetelmää (Kuva 7), jossa kuorma jaetaan useammaksi kuormitusinkrementiksi. ANSYS tekee aluksi

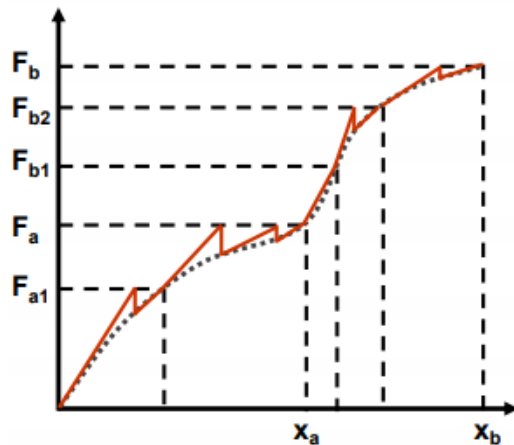
approksimaation rakenteen vasteesta. Ulkoisten ja sisäisten voimien erotusta kutsutaan jäännösvoimaksi. Kun jäännösvoima on alle sallitun toleranssin, sanotaan ratkaisun olevan tasapainossa ja konvergoitunut [17]. Newton-Raphsonin menetelmä voidaan kuvata neljällä vaiheella:

1. Ensimmäisessä iteraatiossa annetaan rakenteelle kuormitus F_a
2. Siirtymäksi saadaan x_1 , siirtymistä lasketaan sisäiset voimat F_1
3. Jos $F_a \neq F_1$ niin rakenne ei ole tasapainossa. Lasketaan uusi tangentiaalinen jäykkyysmatriisi K
4. Prosessia toistetaan, kunnes jäännösvoimien määrä $F_a - F_i$ on alle sallitun



Kuva 7 Newton-Raphsonin menetelmä epälineaarisen ongelman ratkaisuun

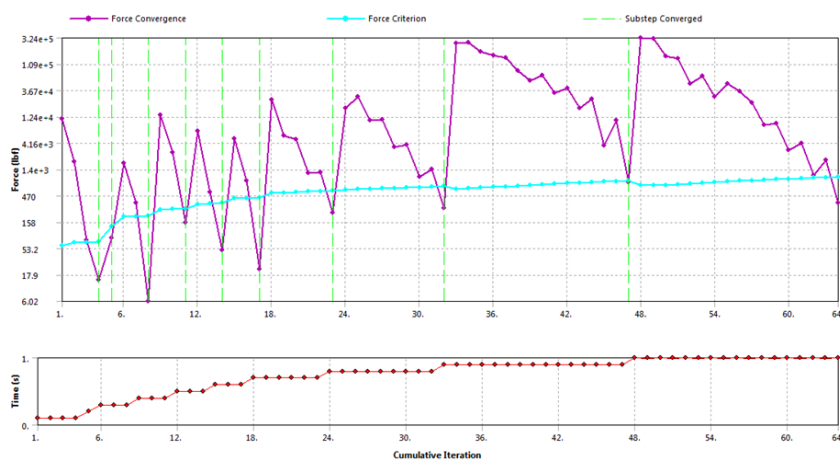
Kuormitusaskeleella (F_a, F_b) tarkoitetaan ajan hetkeä, jolle on määritelty tietty kuormitus (Kuva 8). Kuormitusaskeleet pilkotaan pienempiin aliaskeluihin (F_{a1}), joiden avulla kuormitus voidaan asettaa rakenteelle askeleittain. Epälineaarisisä analyysissä aliaskelten lisääminen nopeuttaa tasapainon saavuttamista, kuitenkin laskenta-ajan kustannuksella. ANSYS suorittaa aliaskelten aikana useampia tasapainoiteraatioita Newtonin menetelmällä, joissa se pyrkii minimoimaan jäännösvoimien määrän. [18]



Kuva 8 Analyysin kuormitusaskeleet

Aikainkrementin määrittely voidaan jättää automaattiseksi, jolloin ANSYS itse arvioi riittävän aliaskelten määrän rakenteen vasteen mukaan. Jos analyysissä on käytössä epälineaarisesti käyttäytyvä materiaalmalli, on aliaskelten määrä oltava riittävän suuri, jotta materiaali noudattaisi mahdollisimman tarkasti jännitys-venymäkäyrää.

Konvergenssiongelmissa ANSYS puolittaa meneillään olevan aika-askeleen koon, ja pyrkii jatkamaan ratkaisua aikaisemmasta konvergoidusta ajan hetkestä. ANSYS jatkaa aikainkrementin pilkkomista, kunnes ratkaisu konvergoi, tai määritelty minimiaika-askel saavutetaan, jolloin ratkaisu keskeytetään. Konvergenssiongelmiin syynä voi olla esimerkiksi väärin asetettu kuormitus tai huonolaatuinen elementtiverkko. Voimien, momenttien ja siirtymien konvergenssiä voi seurata ratkaisun aikana visuaalisesti (Kuva 9). Suurissa kokoonpanoissa saattaa olla kannattavaa asettaa ensimmäisessä kuormitusaskeleessa ainoastaan reunaehdot, antaen kontaktien "asettautua" ennen kuin asettaa varsinaisen kuormituksen malliin. [12]



Kuva 9 Ratkaisun seuranta ANSYSissä

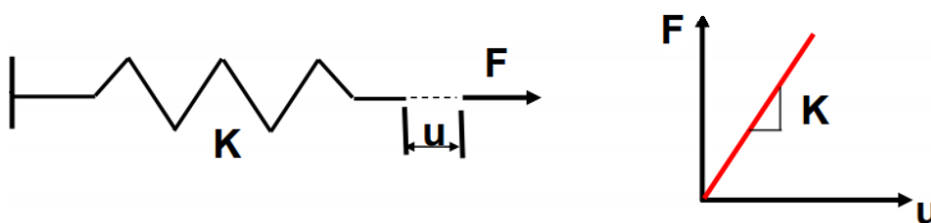
5 Matemaattiset materiaalmallit

Materiaalmallit ovat matemaattisia esitystapoja sille, miten materiaali käyttäytyy kuormituksen alaisena. Materiaalimalleihin on määritelty analyysityypistä riippuen esim. jännitys-venymäsuhde, lämpölaajenemiskerroin tai virta-jännitesuhde. Yleisiä materiaalityyppejä ovat mm. lineaarielastinen, kimmoplastinen ja hyperelastinen malli. [19]

- Lineaarielastisesti käyttäytyvissä materiaaleissa jännitykset ovat suoraan verrannollisia venymään ($\sigma = E\epsilon$) ja kappale palautuu alkuperäiseen muotoonsa kuormituksen poistuessa. Yleisimmät rakennemetallit käyttäytyvät lineaarisesti huonelämpötilassa, mikäli venymä on riittävän pientä.
- Plastisissa ja kimmoplastisissa materiaaleissa muodostuu pysyviä muodonmuutoksia, mikäli jännitykset ylittävät materiaalin myötölujuuden. Materiaali palaa alkuperäiseen muotoon, mikäli jännitys jää alle myötörajan.
- Hyperelastisissa malleissa määritetään energia, joka varastoituu materiaaliin aiheuttaen venymiä. Hyperelastiset materiaalit käyttäytyvät epälineaarisesti myös elastisella alueella. Hyperelastisia malleja käytetään materiaaleissa, joissa esiintyy suuria elastisia muodonmuutoksia, kuten esimerkiksi polymeereissä.

5.1 Elastinen muodonmuutos

Elastisessa venymisessä materiaalin hilarakenteessa atomit etääntyvät toisistaan aiheuttaen muodonmuutoksia kappaleeseen. Kuormituksen poistuessa atomivoimat vetävät atomit takaisin toisiinsa, palauttaen kappaleen alkuperäisen muodon. Useimpien sitkeiden materiaalien venymää voidaan kuvata elastisella alueella Hooken lailla $F = ku$ (Kuva 10).



Kuva 10 Elastinen jousi, jonka venymää voidaan kuvata Hooken lailla

Elastiselle materiaalille tulee ANSYSissä määrittää kimmokerroin E ja Poissonin luku ν . ANSYSissä lineaarisesti käyttäytyville materiaaleille jännityksen suhde venymiin määritellään yhtälön $\{\sigma\} = [D]\{\epsilon^{el}\}$ mukaan [20], missä

$\{\sigma\}$ on jännitysvektori $= \{\sigma_x \sigma_y \sigma_z \sigma_{xy} \sigma_{yz} \sigma_{xz}\}^T$

D on jäykkyys/jännitys-venymämatrissi

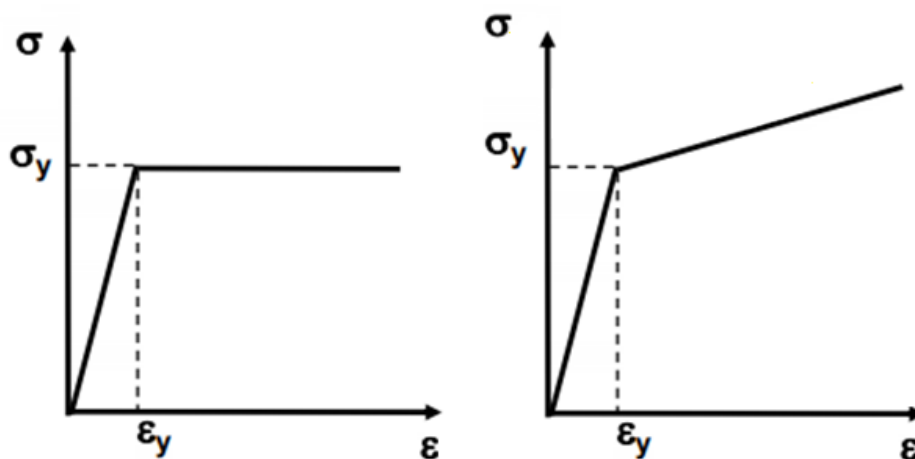
$\{\epsilon\}$ on kokonaisvenymävektori $= \{\epsilon_x \epsilon_y \epsilon_z \epsilon_{xy} \epsilon_{yz} \epsilon_{xz}\}^T$

$\{\epsilon^{th}\}$ on lämpölaajenemisesta johtuva venymävektori

$\{\epsilon^{el}\}$ on elastisen venymän vektori $= \{\epsilon\} - \{\epsilon^{th}\}$

5.2 Plastinen muodonmuutos

Plastisessa muodonmuutoksessa jännitys aiheuttaa materiaalin hilarakenteeseen niin suuria leikkausjännityksiä, että atomien väliset sidokset murtuvat synnyttäen dislokaatioita, joista seuraa pysyviä muodonmuutoksia materiaaliin. Plastinen venymä aiheuttaa rakenteiden rikkoutumisia. Haurailia materiaalilla kuten esim. betonilla, pieni plastinen venymä voi murtaa rakenteen. Sitkeät materiaalit ovat kestävämpiä, ja ne sietävät suurempia plastisia venymiä. Useimmat sitkeät materiaalit käyttäytyvät lineaarisesti elastisella alueella. Rakenteen käyttäytymistä myötörajan jälkeen voidaan kuvata täysin plastisena tai muokkauslujittuvana. Muokkauslujittuminen aiheuttaa myötörlujuuden kasvun venymän lisääntyessä (Kuva 11). [21, s. 5]



Kuva 11 Kimmoplastisen (vasen) ja muokkauslujittuvan (oikea) materiaalimallien venymä-jännityskuvaukset

Tämän työn puristinkonseptin rakenneanalyysissä tarkasteltiin myös plastista muodonmuutosta, koska puristinkonsepteihin saattaa laskennassa muodostua paikallisesti jännityksiä, jotka ylittävät materiaalin myötörajan. Rakenteen plastinen muodonmuutos ratkaistaan ottamalla analyysin viimeisessä aika-askeleessa kuormitus kokonaan pois. Kuormituksen poistaminen palauttaa elastisen venymän, ja tuloksista selviävät lisäksi muodostuneet pysyvät muodonmuutokset.

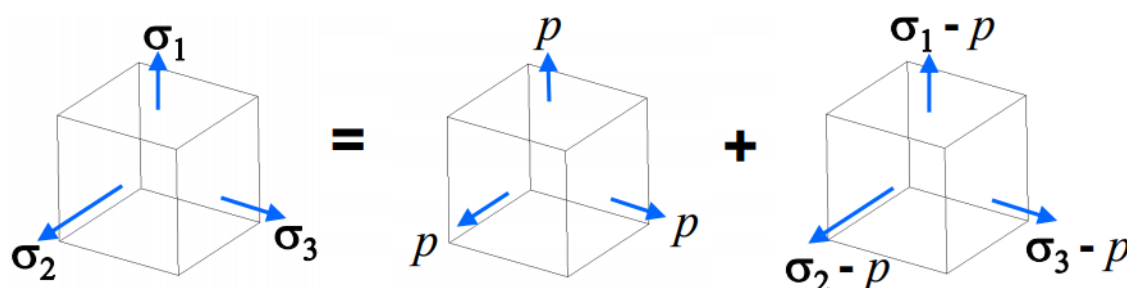
Pääominaisuudet, mitkä pätevät plastisille materiaalimalleille, ovat seuraavat:

- **Myötöehto** määrittää jännitystilän, jolloin materiaali alkaa myötämään, ja käyttäytyminen muuttuu epälineaariseksi.
- **Myötösääntö** määrittää paljonko venymä on suhteessa kuorman lisääntymiseen, eli miten materiaali käyttäytyy plastisella alueella.
- **Lujittumissääntö** määrittää myötöalan muuttumisen plastisen muodonmuutoksen alla.

5.2.1 Myötöehto

Myötöehto määrittää jännitysavaruudessa alueen, jossa materiaali käyttäytyy elastisesti [22]. Materiaalien lujuustestit suoritetaan vetokokeessa, jossa jännitys on yksiakselista. Todellisissa rakenteissa jännitys on useamman suuntaista, jolloin myötöehtoa käytetään, jotta voidaan suhteuttaa kolmiakselinen jännitys aksiaaliseen kuormitukseen. [21, s. 8-9] Yleisesti jännitystilaa voidaan jakaa kahteen komponenttiin (Kuva 12):

- hydrostaattinen jännitys, joka aiheuttaa pelkästään tilavuuden muutosta.
- deviatorinen jännitys, joka aiheuttaa pelkästään liukumaa.



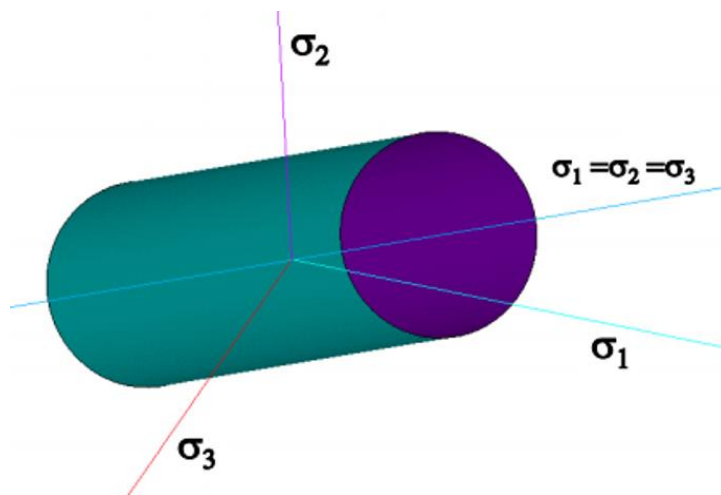
Kuva 12 Jännitystilän jakaminen hydrostaattiseen ja deviatoriseen jännitykseen

von Mises -jännityshypoteesin mukaan materiaaliin aiheutuu plastista venymää, kun eri suuntaisista jännityksistä aiheutuva muodonmuutosenergia tilavuusyksikössä on yhtä suuri kuin siinä tapauksessa, että jännitys olisi aksiaalista ja että sitä kuormitettaisiin

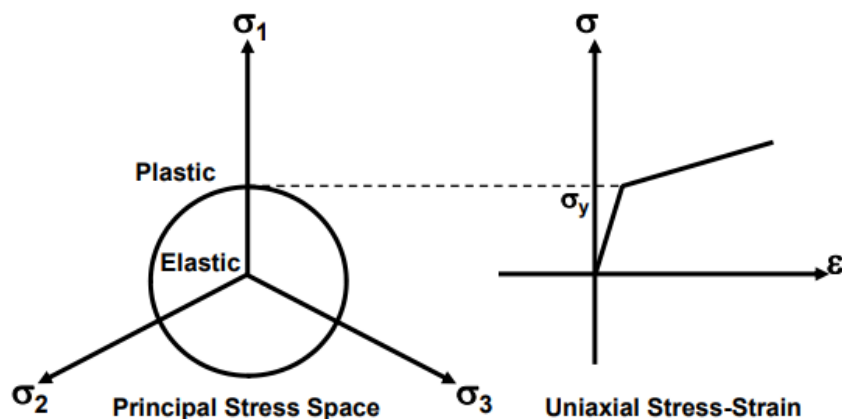
myötörajaan asti. Mikäli von Mises -vertailujännitys ylittää materiaalin myötörajan, materiaaliin muodostuu plastista muodonmuutosta. [21, s. 10-11]

$$\sigma_{vonMises} = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

von Mises -myötöalaa voidaan kuvata kolmiulotteisessa pääjännitysavaruuudessa sylinterin muotoisena (Kuva 13, Kuva 14). Sylinteri on linjassa $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ akselin kanssa.



Kuva 13 von Mises -myötöala pääjännitysavaruuudessa



Kuva 14 Pääjännitysavarouden yhteys venymä-jännityskuvaajaan

Jännitystilän ollessa sylinterin sisällä, ei plastista muodonmuutosta voi tapahtua. Myötämistä tapahtuu, kun jännitys saavuttaa myötörajan. Mikäli materiaali on hydrostaattisen paineen alla ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$), ei myötämistä voi tapahtua. Mikään

jännitystila ei voi esiintyä myötöalan ulkopuolella, vaan myötöalan muoto ja suuruus muuttuvat myötörajan ylittyessä. Myötöalan muuttumisen määrittää myötölujittumissääntö.

5.2.2 Myötösääntö

Myötösääntö (*Flow Rule*) määrittelee, miten materiaali käyttäytyy plastisella alueella. Plastisen venymän kehitys on määritelty myötösäännöllä

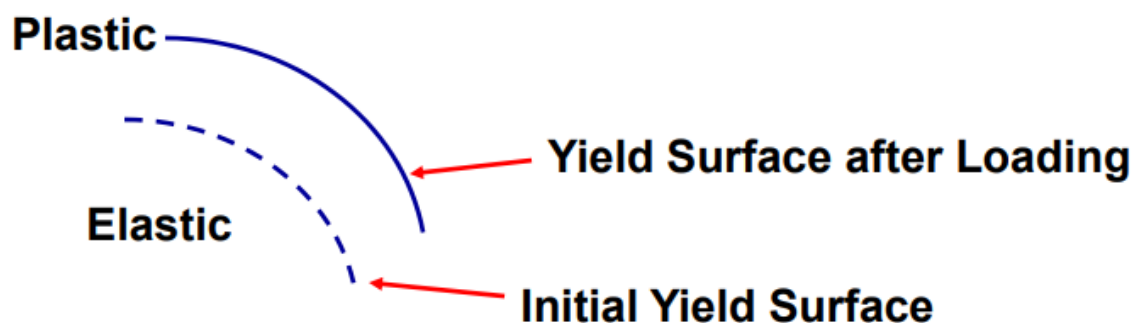
$$d\epsilon^{pl} = d\lambda \frac{\partial Q}{\partial \sigma}$$

missä $d\lambda$ on plastisen venymän inkrementin suuruus, ja Q on plastinen potentiaali. [22]

5.2.3 Myötölujittumissääntö

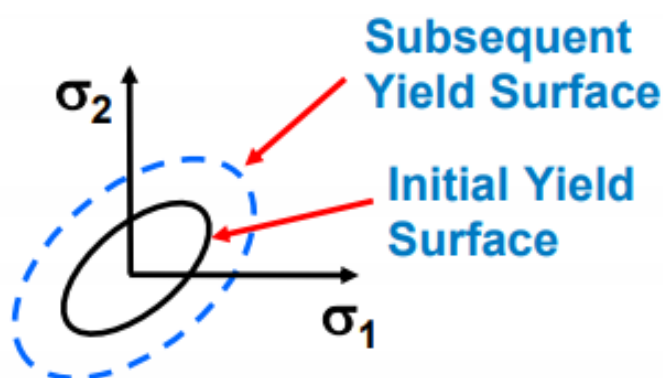
Materiaalin myötämisen jälkeen myötöraja saattaa kasvaa muokkauslujittumisen takia, myötöpinnan muuttuessa. Useille materiaaleille myötöehto riippuu kuormitushistoriasta ja plastisen venymän määrästä. Myötöehdon muuttumista kutsutaan myötölujittumiseksi. Kaksi yleistä myötölujittumissääntöä ovat isotrooppinen ja kinemaattinen myötölujittuminen. [22]

Lujittumissäännöt kuvaavat, kuinka myötöpinta muuttuu plastisen muodonmuutoksen johdosta (Kuva 15). Lujittumissäännöt määrittävät milloin materiaali myötää uudelleen, mikäli kuormitusta kasvatetaan, tai jos kuormituksen suunta vaihtuu.



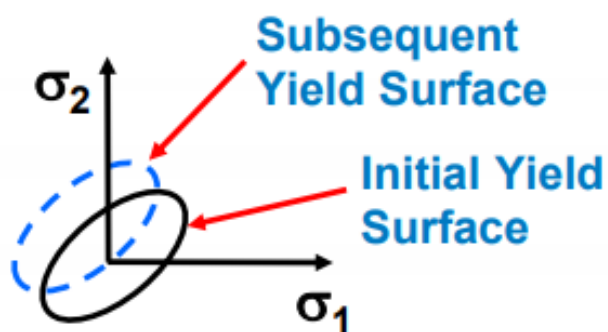
Kuva 15 Myötöpinnan siirtyminen plastisessa muodonmuutoksessa

Isotrooppisen myötölujittumissäännön mukaan myötöpinta pysyy jännitysavaruuudessa paikallaan saman muotoisena, kasvaen tasaisesti joka suuntaan plastisen muodonmuutoksen edetessä (Kuva 16). Isotrooppisessa mallissa myötöraja puristus- ja vetojännityksessä pysyy yhtä suurena [23]. Isotrooppista myötölujittumismallia suositetaan analyyseissä, joissa esiintyy suuria venymiä [24], mutta sitä ei suositella käytettäväksi tilanteissa, joissa kuormituksen suunta tai suuruus vaihtelee paljon [25].



Kuva 16 *Isotrooppinen myötölujittuminen*

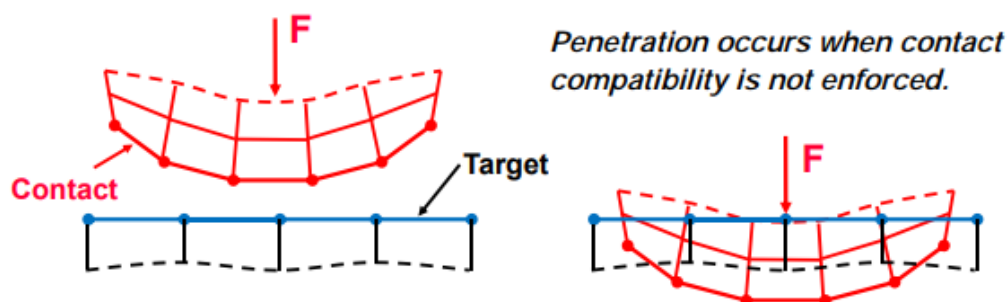
Kinemaattisessa myötölujittumisessa myötöalan koko pysyy vakiona, ja myötöala siirtyy translaationa myöden suuntaan (Kuva 17). Tämän seurauksena isotrooppinen materiaali muuttuu anisotrooppiseksi, eli materiaalin ominaisuudet ovat suunnasta riippuvaisia. [26, s. 3] Tällöin vetojännityksestä seuraava lujittuminen aiheuttaa myötörajan alenemisen puristusjännityksessä. Kinemaattista myötölujittumismallia suositellaan mikäli venymät ovat pieniä, ja materiaali noudattaa von Mises -vauriohypoteesia. [24]



Kuva 17 *Kinemaattisen myötölujittumisen aiheuttama myötöpinnan translaatio*

6 Kontaktit elementtimenetelmässä

Fyysisessä mielessä kontaktissa olevat pinnat eivät penetroidu toisiinsa, sekä välittävät pinnan normaalin suuntaisia tukivoimia ja tangentin suuntaisia kitkavoimia. [27, s. 3] ANSYSiin on määriteltävä yhteys kontaktissa olevien pintojen välille, jotta ne eivät läpäisisi toisiaan (Kuva 18).



Kuva 18 Kontaktiparit määritetään penetraation estämiseksi

ANSYSissä on viisi erilaista kontaktityyppiä (Taulukko 3):

Taulukko 3 ANSYSin erilaiset kontaktityypit

Kontaktityyppi	Pintojen irtoaminen toisistaan	Liukuminen toisiinsa suhteen
<i>Bonded</i>	Ei	Ei
<i>No Separation</i>	Ei	Kyllä
<i>Frictionless</i>	Kyllä	Kyllä
<i>Frictional</i>	Kyllä	Kyllä (määritettävä kitkakerroin)
<i>Rough</i>	Kyllä	Ei (μ =ääretön)

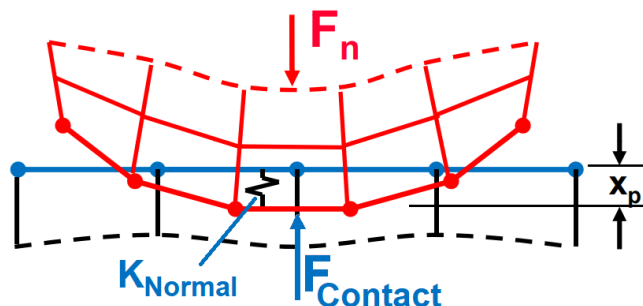
6.1 Kontaktiformulaatiot

ANSYSissä on neljä erilaista kontaktiformulaatiota, joiden avulla estetään pintojen penetrointi toisiinsa: sakkofunktio-, Lagrange-, täydennetty Lagrange-menetelmä, sekä kontaktien sidosyhtälöt.

6.1.1 Sakkofunktiomenetelmä

Sakkofunktiomenetelmä (*Pure Penalty*) on kontaktiformulaatio, jossa kohdepintaan (*Target*) penetroituneisiin kontaktisolmuihin (*Contact*) kohdistetaan voima $F_{Contact}$, joka pyrkii minimoimaan penetraation. Sakkofunktiomenetelmässä kontaktipinnan normaalin

suuntainen kontaktivoima muodostetaan yhtälöllä: $F_{Contact} = k_{Normal}x_{Penetraatio}$ (Kuva 19). [27, s. 5]



Kuva 19 Pure Penalty -formulaatio

6.1.2 Täydennetty Lagrange

Täydennetty Lagrange-menetelmä (*Augmented Lagrange*) on vastaava formulaatio kuin sakkofunktiomenetelmä, mutta kontaktivoiman yhtälöä täydennetään termillä λ :

Sakkofunktiomenetelmä	$F_{Contact} = k_{Normal}x_{Penetraatio}$
Täydennetty Lagrange	$F_{Contact} = k_{Normal}x_{Penetraatio} + \lambda$

Lisätermin λ takia täydennetty Lagrange-menetelmä on vähemmän herkkä kontaktijäykkyykskertoimelle k_{Normal} . Täydennetyllä Lagrange-menetelmällä penetraatio on pienempi kuin sakkofunktiomenetelmällä, mutta täydennetty Lagrange-menetelmä saattaa vaatia useamman tasapainoiteraation konvergenssin saavuttamiseksi. [28]

6.1.3 Lagrange

Lagrange-menetelmällä (*Normal Lagrange*) kontaktivoimaa ei ratkaista kontaktijäykkyyden ja kontaktin penetraation tulona, vaan kontaktivoima ratkaistaan omana vapausasteena. Menetelmässä kontaktipisteisiin lisätään ylimääräiseksi vapausasteeksi kontaktivoima. Lagrange-menetelmässä kontaktivoimat ovat aina pinnan normaalin suuntaisia, joten kyseistä menetelmää ei pysty käyttämään kontaktipintojen tangentin suuntaisen liikkeen estämisessä.

Lagrange-menetelmä vaatii suoran ratkaisijan, joka on yleensä laskennallisesti raskas. Lagrange-menetelmässä kontaktivoimat tulevat askelfunktiona: kontaktivoimaa esiintyy kontaktin esiintyessä, muutoin kontaktivoima on nolla. Vertauksen vuoksi

sakkofunktiomenetelmällä ja täydennetyllä Lagrange-menetelmällä kontaktivoima on lineaarinen suhteessa kontaktipintojen välisen etäisyyteen. Lagrange-menetelmän etu on nollapenetraatio ja nopea konvergentti, haittapuolena pidentynyt laskenta-aika. [27, s. 7]

6.1.4 Kontaktien sidosyhtälö

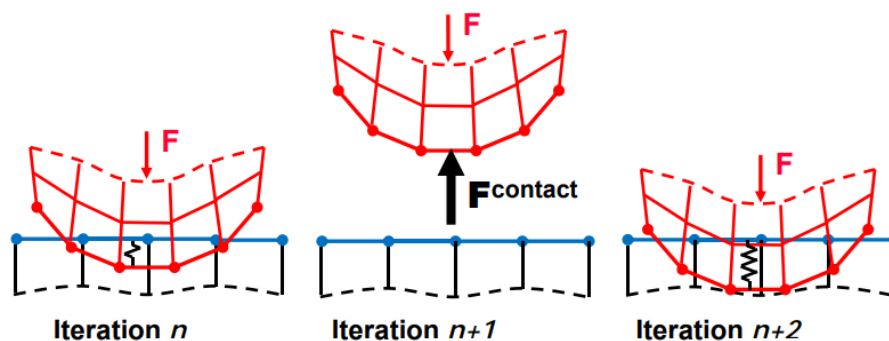
Kontaktien sidosyhtälöitä (*Multi-Point Constraint*) voidaan käyttää tilanteissa, joissa kontaktialueet eivät saa irrota toisistaan, eli *Bonded* ja *No Separation* -kontaktityyppiä käytettäessä. Kontaktien sidosyhtälöillä määritetään kontaktin vastinpintojen solmujen siirtymät ja rotaatiot yhtä suuriksi, vähentäen koko kappaleen vapausasteita, nopeuttaen ratkaisun laskentaa. Sidosyhtälöitä käytettäessä ei tarvitse erikseen laskea kontaktien jäykkyyttä, vaan sidosyhtälö pitää huolen, että kontaktin pinnat eivät irtoa toisistaan. [27, s. 9-10]

6.2 Kontaktin jäykkyys

Sakkofunktion pohjautuvissa kontaktiformulaatioissa määritetään kontaktipintojen välille elastinen jousi, jonka tarkoitus on estää pintojen liiallinen etäisyys toisistaan. Kontaktien välinen jousivoima määritetään kontaktin jäykkyyden ja penetraation tulona

$$F_{Contact} = k_{Normal} x_{Penetraatio}.$$

Kontaktin jäykkyyttä k_{Normal} ei tiedetä etukäteen, ja sen suuruus ratkaistaan iteroimalla. Jäykkyyden tulee olla riittävän suuri, jotta kontaktivoima $F_{Contact}$ minimoi kontaktien välisen penetraation. Liian suuri kontaktijäykkyys aiheuttaa ylisuuren voiman, joka irrottaa kontaktipinnat toisistaan (Kuva 20), aiheuttaen epävakautta ja konvergenssiongelmiä. Ideaalitilanteessa ääretön kontaktijäykkyys tuottaisi nollapenetraation, tämä ei kuitenkaan ole numeerisesti mahdollista sakkofunktioille, joten iteroinnin lopputuloksena jäljelle jää aina pieni määrä penetraatiota.



Kuva 20 Kontaktien asettuminen vaatii useasti useamman iteraation

Konvergoinnin nopeuttamiseksi voidaan asettaa kontaktijäykkyysskerroin (*Contact Stiffness Factor*) alhaisemmaksi, mikä toisaalta saattaa aiheuttaa liian suuren kontaktipenetraation pintojen välille, jolloin penetraation suuruus on syytä tarkistaa analyysin jälkikäsittelyssä. Kontaktijäykkyyttä voidaan päivittää analyysin aikana parametrilla *Update Stiffness*, tällöin ANSYS automaattisesti päivittää kontaktijäykkyyden k_{Normal} joka tasapainoiteraatioyrityksen jälkeen. [27, s. 15-18]

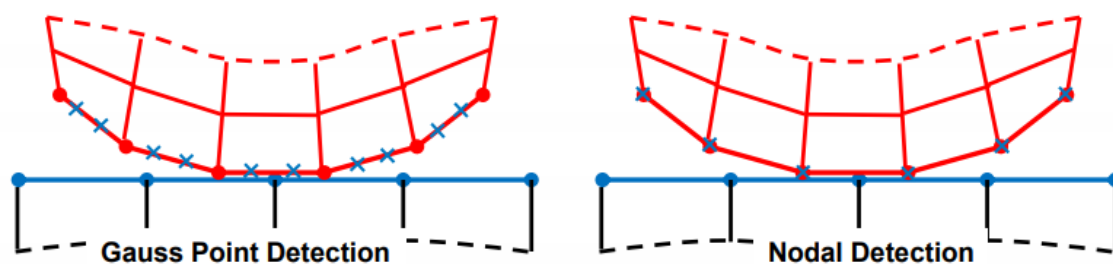
Mikäli pinnat liukuvat suhteessa toisiinsa, määritellään myös pintojen tangentin suuntainen jäykkyys $k_{Tangential}$, joka pyrkii toimimaan liukumista vastustavana voimana $F_{Tangential}$. Tangentin suuntaisessa kontaktilaskennassa käytetään aina sakkofunktiomenetelmää:

$$F_{Tangential} = k_{Tangential} * x_{Sliding}$$

missä $x_{Sliding}$ pyritään pitämään lähellä nollaa, mikäli pinnat eivät saa liukua toistensa suhteen.

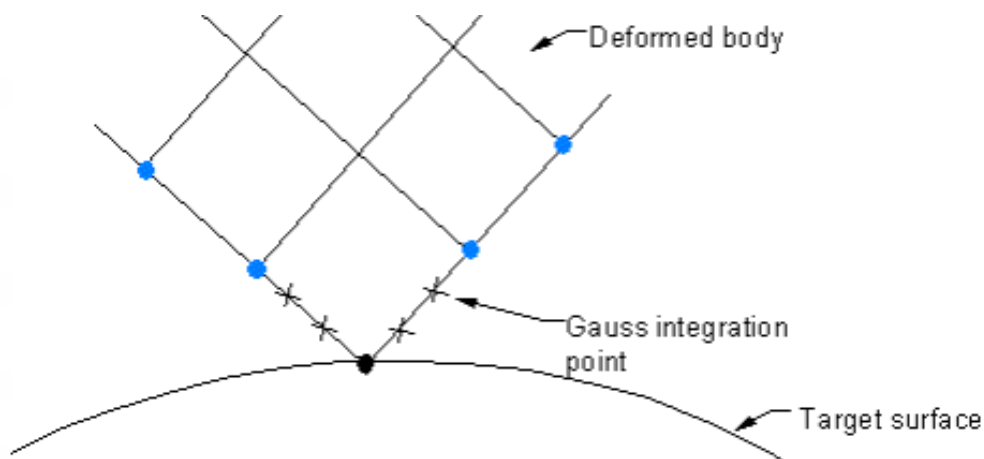
6.3 Kontaktin tunnistuspisteet

Tunnistusmenetelmällä (*Detection Method*) määritetään, missä elementin pisteissä ANSYS etsii kontaktipintoja (Kuva 21). Tunnistusmenetelmää voidaan muuttaa konvergenssin helpottamiseksi. Sakkofunktiomenetelmässä ja täydennetyssä Lagrange-menetelmässä pintojen kontaktit havaitaan oletuksena elementtien integrointipisteissä. Lagrange-menetelmällä ja kontaktien sidosyhtälöillä kontaktit havaitaan oletuksena elementtien solmuista.



Kuva 21 Kontaktien tunnistus integrointipisteissä (*Gauss Point*) tai elementin solmuissa (*Nodal*)

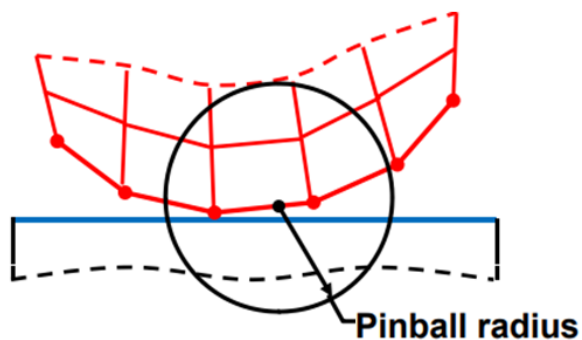
Koska elementeissä on integrointipisteitä enemmän kuin solmuja, niin kontaktin havaitseminen integrointipisteiden kautta on tarkempaa kuin solmujen kautta. Solmujen käyttö tunnistuspisteinä on suositeltavaa etenkin reunakontakteissa (Kuva 22). [27, s. 11]



Kuva 22 Solmujen käyttö tunnistuspisteinä on suositeltavaa reunakontakteissa

6.4 Kontaktin havainnointialue

Kontaktien havainnointialue (*Pinball Region*) on pyöreä alue, jonka keskipiste on kontaktielementin tunnistuspisteessä (Kuva 23). Tunnistuspisteenä voi olla elementin solmu tai integrointipiste, riippuen käytetystä kontaktiformulaatiosta. [27, s. 22-25]

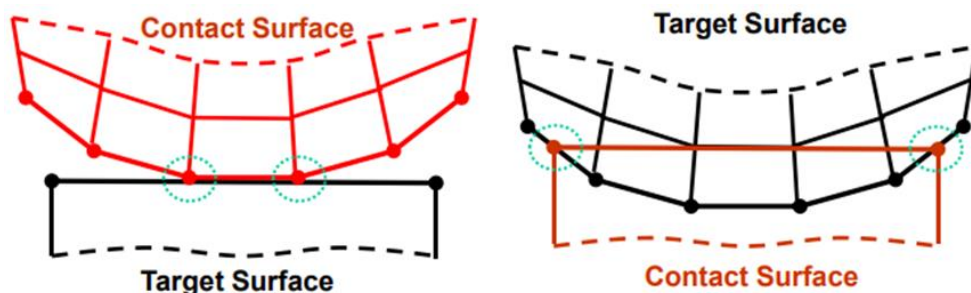


Kuva 23 Kontaktien havainnointialue on alue, jolta kontaktielementti etsii sille paritettuja kohdepintoja

Laskenta-askeleissa, joissa kuormitus muuttuu, *Contact*-pintojen tunnistuspisteet (*Contact points*) etsivät *Target*-pinnan solmuja havainnointialueelta. Mikäli *Target*-kappaleen solmu on tämän alueen sisällä, ANSYS tarkkailee sitä tarkemmin kuin havainnointialueen ulkopuolella olevia solmuja. *Bonded*-kontaktityypeille havainnointialueen säde rajaa myös etäisyyden, jolla kahden solmun määritetään olevan kytkettynä toisiinsa.

6.5 Kontaktin symmetrisyys

Kontakteissa toinen pinta toimii kontaktipintana (*Contact*) ja toinen kohdepintana (*Target*) (Kuva 24). Kontaktia määriteltäessä kontaktipinta ja kohdepinta määritellään pariaksi. Kontaktielementin tehtävänä on etsiä sen lähialueilta sille paritettuja kohdepintoja. Kohdepinnan elementeillä ei ole erillistä tehtävää, vaan ne on ainoastaan määritetty kohteeksi kontaktielementeille. Mikäli kontaktielementin tunnistuspisteen lähistöllä havaitaan kohdepinnan elementtejä, niiden välinen etäisyys mitataan. Kontaktielementin havainnointialueen ulkopuolella olevat kohdepinnan elementit jätetään huomiotta. Mikäli kontakti- ja kohdepinnat ovat penetroituneet, niiden välille määritetään kontaktimenetelmästä riippuen jousivoima (Sakkofunktio- ja täydennetty Lagrange-menetelmä) tai erillinen kontaktivoimavapausaste (Lagrange), jolla penetraatio pyritään poistamaan. [29]



Kuva 24 Kontaktipinta (*Contact*) ja kohdepinta (*Target*)

Epäsymmetrisessä tapauksessa kaikki kontaktielementit ovat toisella pinnalla ja kaikki kohde-elementit toisella pinnalla. Epäsymmetrinen kontakti on laskennallisesti tehokkain tapa mallintaa kahden pinnan välinen kontakti. Tapauksissa, joissa epäsymmetrinen kontakti ei tuota tyydyttäviä tuloksia, voidaan käyttää symmetristä kontaktia. Symmetrisessä kontaktityypissä molemmat pinnat toimivat kontakti- ja kohdepintoina, jolloin kontaktipareja muodostuu kaksi, kun vastaavasti epäsymmetrisessä kontaktissa muodostuu yksi kontaktipari. [30]

Auto-Asymmetric -kontaktityyppi on vastaava kuin epäsymmetrinen kontakti, mutta ANSYS voi kesken laskennan määrittää uudelleen, kumpi kosketuspinnosta on kontakti- tai kohdepinta. Sakkofunktio- ja täydennetyille Lagrange-menetelmälle voidaan määrittää symmetrinen käyttäytyminen kontakteille. Lagrange-menetelmä ja kontaktien sidosyhtälöt vaativat epäsymmetrisen kontaktin määrittämisen. [27, s. 31]

7 Venttiilien koeponnistaminen



Kuva 25 Neles-virtauksensäästöventtiileitä

Virtauksensäästöventtiilin tarkoitus on säädellä väliaineen virtausta putkistossa. Kaikki prosessiteollisuuteen toimitettavat virtauksensäästöventtiilit koeponnistetaan niiden painekestävyyden ja tiiveyden tarkistamiseksi tilauksessa määritettyjen standardien mukaisesti. Venttiileille suoritetaan erikseen pesän painetesti ja sulkuelinten tiiviystesti. Pesätestissä tarkistetaan, että vuotoa ei tapahdu venttiilin painekuoren läpi ja että venttiilipesään ei muodostu pysyviä muodonmuutoksia. Tiiviystestissä mitataan sulkuelimen ja tiivisteiden välistä tapahtuva vuoto. Tiiveystestissä sallittu vuotomäärä määritellään standardissa ANSI FCI 70-2.

Koeponnistus-standardeissa määritellään koeponnistuspaine, paineen pitoaika, sekä sallittu vuotomäärä. Koeponnistus suoritetaan tavallisesti huonelämpötilassa, väliaineena ilma tai vesi. Mikäli vuoto on niin pientä, että sitä ei voi mitata rotametrillä tai mittalasilla, lasketaan tippoja tai kuplia. Testeissä saa käyttää vaan mittareita, joiden kalibrointi on voimassa, ja niin että mitta-alueesta on käytössä 25–75 %.

Koeponnistuksessa venttiilin molemmat virtausaukot suljetaan tiiviillä umpilaipoilla. Toisessa umpilaipassa on johde, josta väliaine virtaa venttiilin sisälle. Ohjausyksikkö tuottaa vaaditun paineen suljetun pesän sisälle. Paine pyrkii tasoittumaan venttiilin sulkuelimen ja tiivisteiden välistä, akselin liitoksesta, ja venttiilin pesäpuoliskojen liitospinnan välistä.

7.1 Pesän painetesti

Venttiilipesän painetesti suoritetaan vedellä maalaamattomalle venttiilille. Pesän painetestissä venttiilin sulkuelimen tulee olla osittain auki, ja venttiilin molempien virtausaukkojen tulee olla suljettuina, jotta koko pesä tulee paineistetuksi. Väliaineena toimiva vesi saa sisältää ruostetta ehkäisevää inhibiittoria, mutta koeponnistusveden viskositeetti ei saa ylittää normaalin huonelämpöisen veden viskositeettia. Pesätestin paine on vähintään puolitoistakertainen verrattuna ASME B16.34:ssa määriteltyyn nimellispaineeseen.

Pesän painetestissä venttiilissä ei saa esiintyä näkyvää vuotoa eikä ulkopintojen kostumista tai pysyviä muodonmuutoksia. Mahdollinen akselitiivisteiden vuoto poistetaan kiristämällä kiristyslaipan mutterit. [31]

7.2 Tiiviystesti

Tiiviystesti suoritetaan venttiilin ollessa kiinni. Tiiviystestin aikana venttiilin tiivistävien pintojen tulee olla puhtaita, eikä niissä saa olla mitään vuotoa vähentävää ainetta. Tiiviystestissä väliaineena voi toimia vesi ja/tai ilma. Sallitut vuotoarvot riippuvat venttiilin koosta ja paineluokasta, ja ne on määritelty tilauksen standardin mukaan. Molempiin suuntiin tiiviillä venttiileillä tiiviystesti suoritetaan molempiin suuntiin.

7.3 Visuaalinen tarkistus

Visuaalisessa tarkistuksessa venttiilin toinen pää on avoin, ja venttiilin sulkuelin on kiinni. Suljetulle puolelle syötetään paine, ja avoimelle puolelle laitetaan vettä sulkuelimen ja tiivisteiden kohdalle. Paineen vuotaessa sulkuelimen tiivisteiden läpi syntyy kuplia, jotka havaitaan silmin. Visuaalista testiä käytetään ns. nollavuotoventtiileissä, joiden kuuluu olla täysin tiiviitä.

7.4 Koeponnistuslaitteisto

Koeponnistuslaitteiston tarkoitus on lukita ja tiivistää koeponnistuslevy kiinni venttiiliin, ja tuottaa vaadittava paine koeponnistusta varten. Nykyisissä koeponnistuslaitteistoissa on

moottorilla ohjattu kierretanko. Kierretangon päässä on umpilaippa, joka sulkee ja tiivistää venttiilin virtausaukot. Venttiilin koeponnistuslaippojen tiivistykseen käytetään joko O-renkaita tai levytiivistettä. Koeponnistuslaitteiston puristusaine on laitekohtaisesti säädettävissä 0–400 barg. Puristus- ja koeponnistusaine säädetään erillisestä ohjausyksiköstä.

Tässä työssä käsiteltävässä uudessa konseptissa on puristavat kynnet, jotka lukitsevat puristamalla koeponnistuslevyn kiinni venttiiliin koeponnistuksen ajaksi. Metso Flow Controlin Vantaan tehtaalla oli käytössä yksi kiinteästi asennettu kynsipukki, joka oli kuitenkin vanhentunut eikä pystynyt enää vastaamaan testausvaatimuksiin.

7.5 Uusi puristinkonsepti

Perinteiset venttiilikokoonpanossa käytetyt koeponnistuspuristimet olivat kookkaita ja niillä voitiin puristinmallista riippuen ponnistaa venttiileitä ainoastaan virtausaukko vaaka- tai pystyasennossa (Kuva 26). Asiakasvaatimuksista johtuen venttiilien koeponnistus haluttiin välillä suorittaa samassa asennossa kuin missä venttiilit ovat putkistossa loppukäyttäjällä. Uudella puristinlaitteella venttiilin asento voidaan valita halutuksi ennen koeponnistusta.



Kuva 26 Perinteinen koeponnistuspuristin

Tässä työssä käsiteltävä puristinkonsepti on osa uudistusprojektia, jossa pilotoidaan uutta teknologiaa venttiilin tiiveystestauksen suorittamiseksi. Uuden kynsipuristimen tulee olla helposti liikuteltavissa, jotta koeponnistus voidaan toteuttaa useassa eri asennossa. Puristimen kynsien etäisyys on säädettävissä, jotta se olisi yhteensopiva mahdollisimman monen eri venttiilikoon kanssa.

Uusi konseptipuristin tarttuu kahdella kynnellä kiinni venttiilin laipasta, puristaen venttiiliä puristimessa olevaa umpilaippaa vasten. Kynnen puristusvoima toteutetaan hydraulisella sylinterillä. Uudenlaisia kynsipuristimia suunnitellaan kaksi kokoa. Pienellä puristimella pystytään koeponnistamaan venttiilikoot DN 50–125, ja isolla puristimella koot DN 125–300.

8 Kynsipuristinkonseptin kehitys

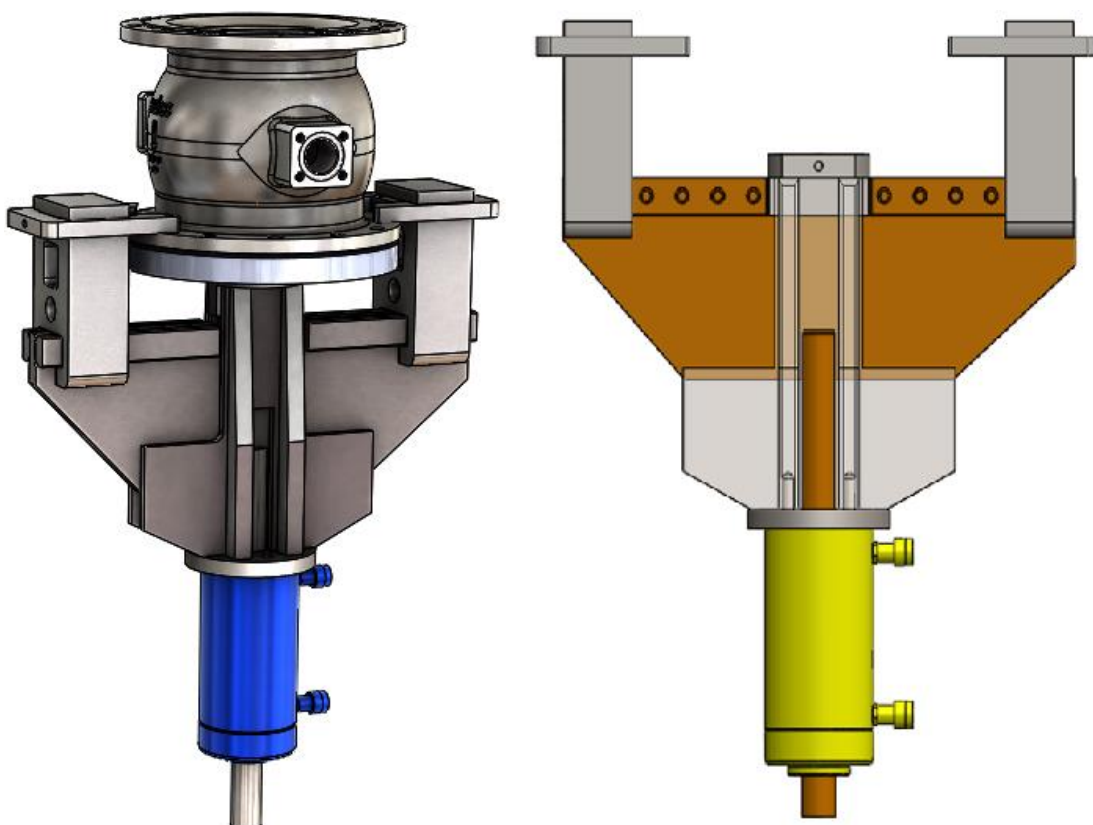
Projektin mekaniikkasuunnittelija oli luonut alustavan puristinkonseptin, ja tämän insinööritoimiston tavoitteena oli varmistaa laiterakenteen kestävyys ja toimivuus elementtimenetelmää hyödyntäen. Puristinkonseptit mallinnettiin Solidworks-mekaniikkasuunnitteluohjelmistolla, josta mallit vietiin suoraan ANSYSiin. Kitkan vaikutusta ei päätetty ottaa simuloinnissa huomioon, joten kontaktit pidettiin kitkattomina laskennan nopeuttamiseksi.

Kynsipuristimen rakenneanalyyseissä kuormitukseksi määritettiin ainoastaan hydraulisylinterin puristusvoima, eli venttiilipesän sisäistä koeponnistuspainetta ei otettu huomioon. Venttiilin koeponnistuspaineen huomioiminen aiheuttaisi vastavoiman hydraulisylinterin voimalle, mistä seuraisi koeponnistuslaippaan ja kynsipuristimeen kohdistuvien jännityksien aleneminen.

Suunnittelussa käytettiin lisäksi ANSYSin *Topology Optimizer* -moduulia, jolla saatiin laskennallisesti selvitettyä, mistä puristimen massaa voidaan poistaa, jännitysten pysyessä sallituissa rajoissa. Laskennan suorittamiseen käytettiin kannettavaa Lenovo ThinkPad W530 -tietokonetta, sekä Dell Precision 7910 -työasemaa.

8.1 Ensimmäinen konsepti

Ensimmäinen puristinkonsepti (Kuva 27) perustui hydraulisynterin tuottamaan voimaan ja siitä välittyvään puristukseen, joka pyrkii pitämään venttiilin paikallaan. Hydraulisynterin voima välitetään vetotangon kautta runkolevyyn, joka vetää kynnellistä säätörunkoa alaspäin, puristaen koeponnistettavan venttiilin puristimen tukirunkoon.

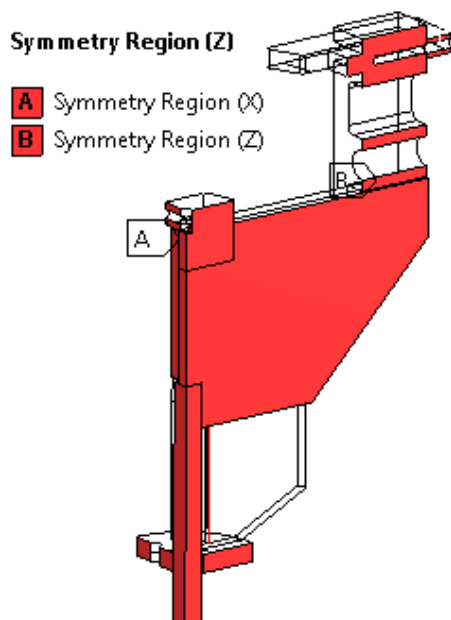


Kuva 27 Ensimmäinen konseptimalli

Säätörungossa on kiinteään tartuntakynnen lisäksi toinen kynsi, jonka etäisyys on säädettävissä liukujohteen avulla. Tila tartuntakynnelle on riippuvainen koeponnistettavan venttiilin koosta ja paineluokasta. Toisen kynnen etäisyyden säädettävyys mahdollistaa sen, että venttiileihin, joihin paksumpi kiinteä kynsi ei mahdu kunnolla, voidaan käyttää ainoastaan ohuempaa kynttä. Suuremmissa venttiileissä ohuemman säätökynnen etäisyyttä säädetään, jotta tartuntapinta-ala olisi molemmilla kynsillä mahdollisimman suuri.

Vetosylinteri on pulttiliitoksella kiinnitetty tukirungon pohjaan. Runkolevyn, vetovarren sekä tukirungon komponenttien liitokset on toteutettu pienahitseillä. Hitsausliitokset toteutettiin mallintamalla hitsisaumasta karkea 3D-malli, joka kiinnitettiin jäykästi

molempiin yhteen liitettäviin kappaleisiin. Laskennassa hyödynnettiin konseptimallien symmetrisyyttä, joten laskenta-ajan lyhentämiseksi mallista tuotiin ANSYSiin ainoastaan neljännes (Kuva 28).



Kuva 28 Puristimesta tuotiin neljäsosamalli, jonka leikkauspinoille määriteltiin symmetria-alueet

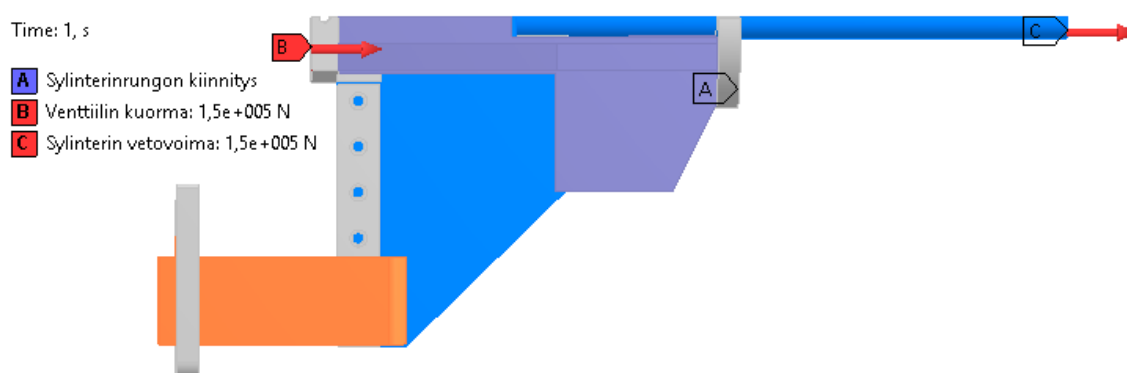
Materiaalimalleja varten luotiin kopio ANSYSin vakiomateriaalista *Structural Steel*, ja kopioidun mallin parametrit muutettiin vastaamaan kokoonpanon osille määritettyjä materiaaleja. Rungon osien materiaaliksi valittiin suurlujuusteräs SSAB Hardox 400. Plastista muodonmuutosta varten määriteltiin isotrooppinen myötölujittumismalli, *Bilinear Isotropic Hardening*.

Kun analyysiin tuodaan uusi malli, ANSYS luo automaattisesti kontaktiparit pinnoille, jotka ovat määritellyn toleranssin sisällä. Mikäli kontaktiparien automaattinen muodostaminen luo ylimääräisiä kontaktipareja, säädetään etäisyystoleranssia, jotta kontaktipareja ei muodostuisi alueille, joissa kontaktia ei tule tapahtumaan. Kontaktien etäisyystoleranssin ollessa säädetty oikein, kontaktien automaattinen muodostaminen nopeuttaa uusien analyysien esikäsittelyä, mikäli käsiteltävään malliin tehdään analyysien välillä muutoksia.

Kitkan vaikutuksen tuloksiin oletettiin olevan pieni, joten kokoonpanon kontaktityypit pidettiin kitkattomina laskenta-ajan lyhentämiseksi. Kontaktiin liittyvissä konvergenssiongelmissa tarkistettiin ratkaisijan lokitiedostosta mikä kontaktipari aiheuttaa epävakautta. Epävakaille kontaktipareille asetettiin *Update Contact Stiffness* -

parametri arvoon *Each Iteration Aggressive*, joka sallii kontaktijäykkyyden päivittämisen joka tasapainoiteraatioissa, nopeuttaen ratkaisua.

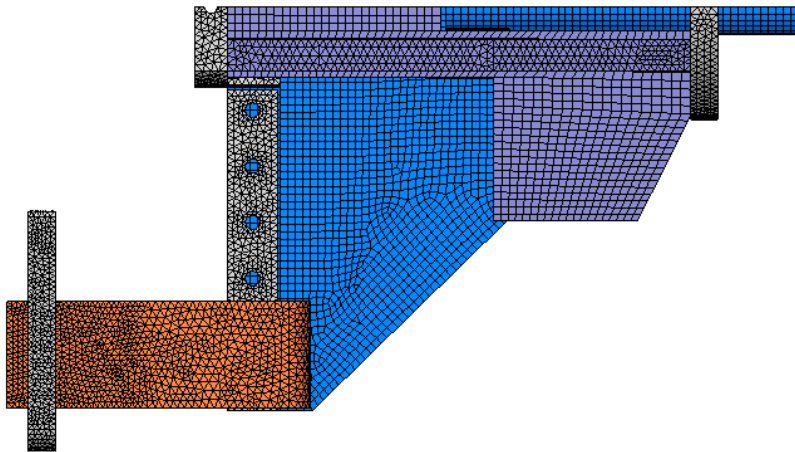
Kuormitus määritettiin ensimmäisessä konseptimallissa vetovarren päähän sekä venttiiliin alustaan. Tukirungon alapinta määritettiin jäykästi kiinnitetyksi, jäykän kappaleen liikkeen estämiseksi (Kuva 29). Ensimmäisiin analyyseihin ei tuotu erillistä venttiilimallia, joten tartuntakynnen päähän määriteltiin tuki, jolla estettiin kynnen pystysuuntainen liike. Venttiilin korvaaminen realistisesti erilaisilla reunaehdoilla havaittiin hankalaksi, ja kyseinen menetelmä korvattiin seuraaviin analyyseihin mallinnetulla venttiilillä.



Kuva 29 Puristimen reunaehto ja kuormitus (kuvan malli käännetty 90°)

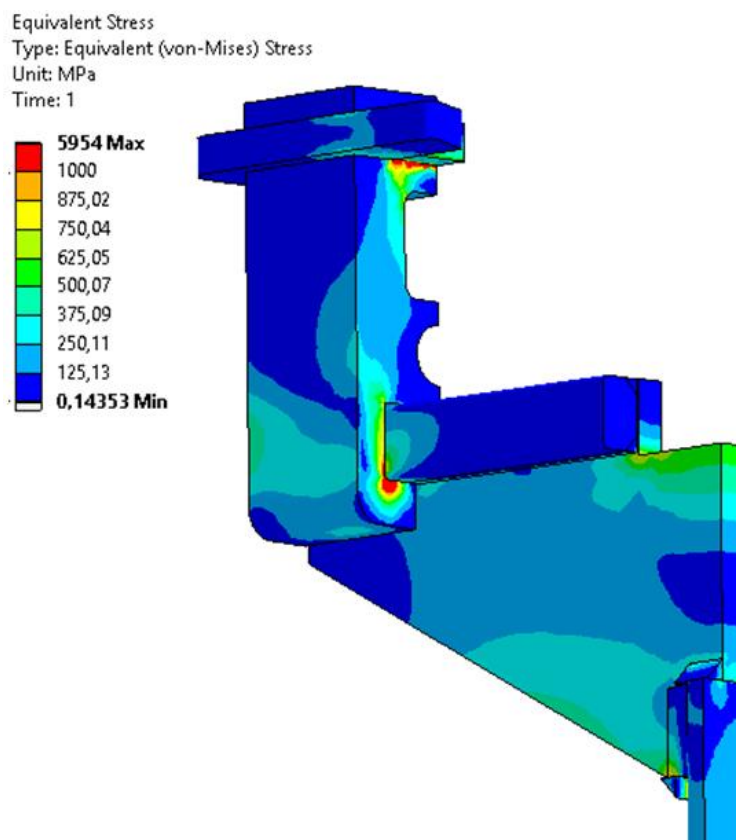
Analyysi jaettiin kahteenkymmeneen aliaskeleeseen (*Substep*). Mikäli jonkin aliaskeleen ratkaisu saavutetaan nopeasti, seuraavan aliaskeleen aikainkrementin suuruus voi olla suurempi, jolloin kokonaisratkaisuaika lyhenee. Aikainkrementin suuruudelle voidaan määrittää maksimiarvo, mikäli aliaskelten kokonaismäärä halutaan pitää korkeana. Esimerkiksi analyyseissä, jossa käytettävän materiaalin venymä-jännitysuhde on epälineaarinen, aliaskelten määrän tulee olla riittävän suuri, jotta analyysi noudattaisi mahdollisimman tarkasti venymä-jännitysuhdetta.

Verkotuksessa käytettiin *Hex Dominant* -asetusta, jolla muodostunut verkko koostuu pääsääntöisesti heksaedrin muotoisista elementeistä, ja tetraedrielementeistä alueilla, joilla heksaedrielementtien muodostus ei onnistu (Kuva 30). Elementtien asteluku pidettiin oletusasetuksella, jolloin elementtiverkko muodostuu parabolisista elementeistä. Elementtiverkkoa tihennettiin kontaktialueilla sekä alueilla, joilla jännityskeskittymien odotettiin esiintyvän.

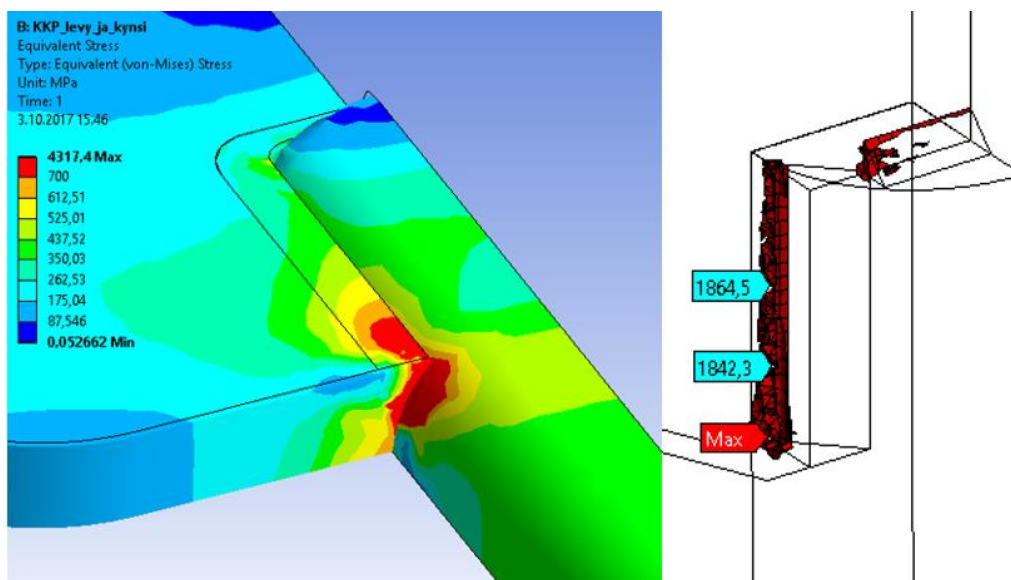


Kuva 30 Ensimmäisestä puristinmallista luotu elementtiverkko

Tarkasteltavia tuloksia olivat mm. von Mises-vertailujännitys, siirtymät sekä elastinen ja plastinen venymä. Tulosten perusteella hydraulisylinterin maksimikuormituksella säätörungon kynsiin ja vetovarren saumaan kohdistuvat jännitykset muodostuivat liian suuriksi, aiheuttaen liian suuria plastisia muodonmuutoksia (Kuva 31). Jännitykset ylittivät paikallisesti jopa 1 900 MPa, materiaalin myötörajan ollessa 1 100 MPa (Kuva 32).



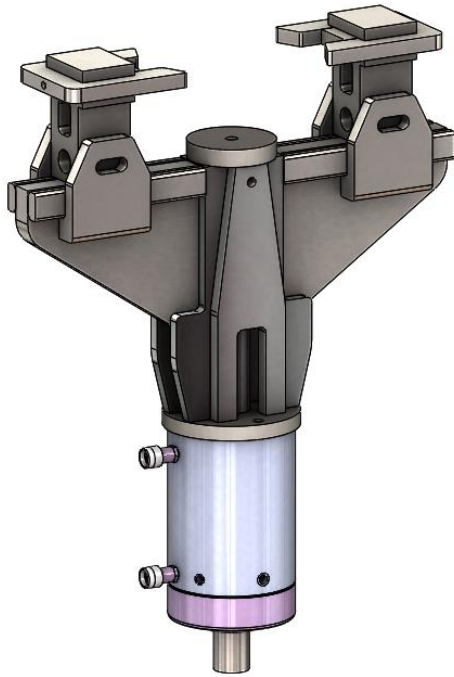
Kuva 31 Ensimmäisen konseptiversion vertailujännitykset



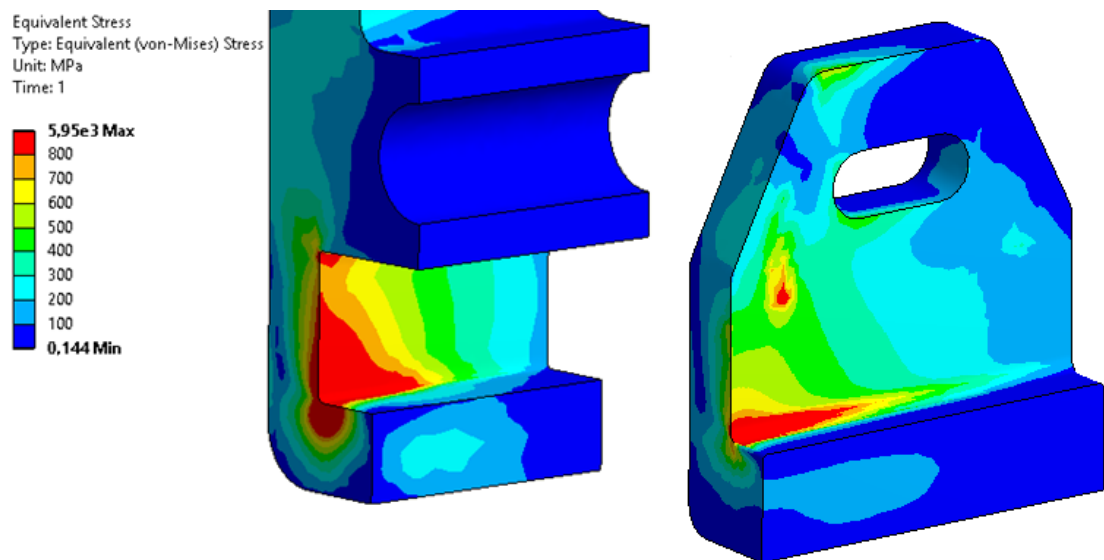
Kuva 32 Hitsausauman vertailujännitykset

8.2 Toinen konseptiversio

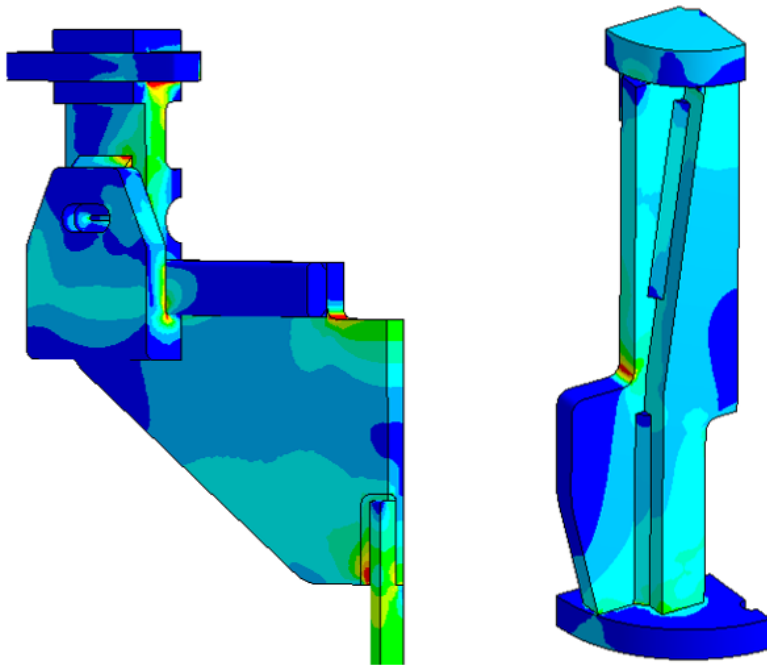
Seuraavaan konseptiversioon säätörunko muokattiin kaksiosaiseksi (Kuva 33, Kuva 34). Säätörungon tartuntakynttä paksunnettiin, ja kynnen pyöristystä suurennettiin. Vetovarteen lisättiin koneistettu ura runkolevyä varten, jotta niiden välisen hitsisauman pinta-alaa saataisiin kasvatettua. Puristimen tukirunkoa muokattiin edellisten analyysitulosten perusteella, ja tämän version tulosten perusteella siitä saatiin riittävän kestävä (Kuva 35). Vetovarren ja runkolevyn muutoksista huolimatta niiden väliseen liitokseen kohdistuvat jännitykset kasvoivat liian suureksi, joten venttiilin kohdistuvan puristusvoiman toteutus päätettiin toteuttaa tuleviin versioihin toisella tavalla.



Kuva 33 Konseptiversio nro 2



Kuva 34 Säätelkelkan muutokset tuottivat parempia tuloksia. Vasemmalla vanha malli, oikealla uusi.



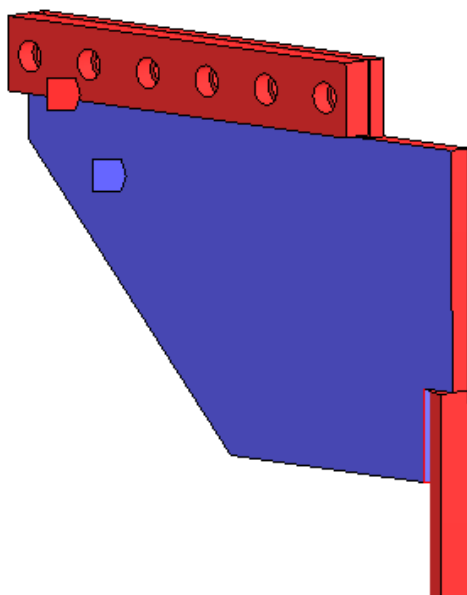
Kuva 35 Konseptiversio nro 2:n vertailujännitykset

Konseptoinnin alkuvaiheessa hyödynnettiin ANSYSin *Topology Optimization* -työkalua runkolevyn keventämisessä. Topologian optimoinnissa määritetään kappaleeseen kohdistuva kuormitus, optimoitava alue (Kuva 36) sekä tavoiteltava vaste, joka voi olla esim. massa, vertailujännitys tai siirtymä. Määritetylle vasteelle annetaan tavoitearvo, esimerkiksi 60 %, jolloin ANSYS pyrkii poistamaan 40 % rakenteen kokonaismassasta. Topologian optimoinnilla runkolevyn massaa saatiin kevennettyä noin 35 %, mikä otettiin huomioon seuraavaa konseptia suunnitellessa (Kuva 37).

I: Topology Optimization

Optimization Region
Iteration Number: N/A

■ Design Region
■ Exclusion Region

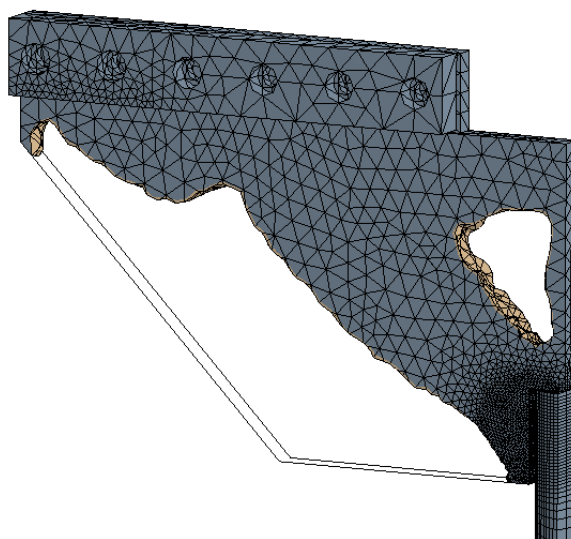


Kuva 36 Topologian optimoinnissa määritetään alueet, joilta massan poisto on sallittua (*Design Region*)

I: Topology Optimization

Topology Density
Type: Topology Density
Iteration Number: 12

■ Remove (0.0 to 0.4)
■ Marginal (0.4 to 0.6)
■ Keep (0.6 to 1.0)

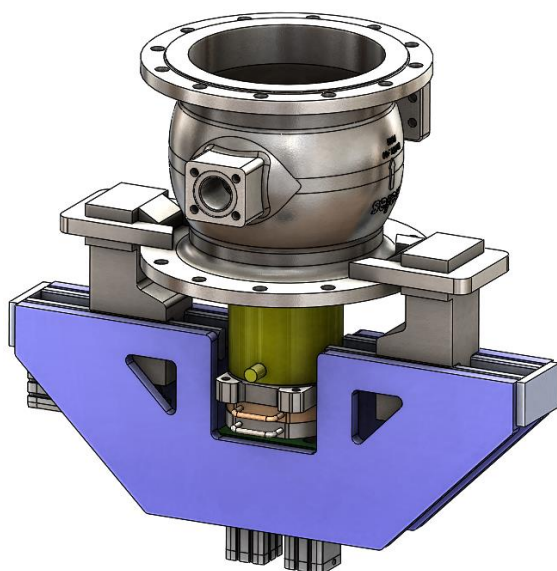


Kuva 37 Topologian optimoinnin tuottama kevennetty rakenne

8.3 Puristavaa sylinteriä hyödyntävä konsepti

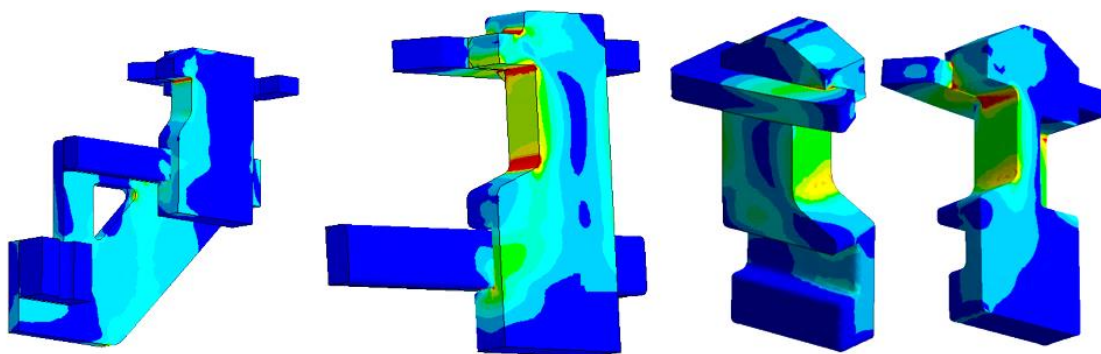
Ensimmäisissä konseptiversioissa hyödynnettiin vetosylinteriä, jonka voima välitettiin vetovarrella runkolevyn kautta tartuntakynnelle, joka puristi venttiiliin erillistä tukirunkoa vasten. Uuteen konseptiin vetosylinteri korvattiin työntävällä *Enerpac CLP1002* -hydraulisyylinterillä. Erillinen tukirunko ja sylinterin vetovarsi poistettiin, ja tilalle tuotiin hydraulinen sylinteri, joka työntää koeponnistuslaippaa venttiiliä vasten (Kuva 38).

Runkolevyä muokattiin lisäämällä siihen tukialusta hydraulisylinterille. Hydraulisylinteri työntää umpinaista koeponnistuslaippaa venttiiliä vasten, jolloin venttiilin laippa tukeutuu säätökelkan tartuntakynsiin, vastaavasti kuten aikaisemmissa versioissa. Tartuntakynnen muokkaamista jatkettiin sen jäykkyyden kasvattamiseksi. Topologian optimoinnista saatujen tulosten perusteella runkolevyä kevennettiin kasvattamalla viisteiden kokoa, sekä lisäämällä kevennysreikä.

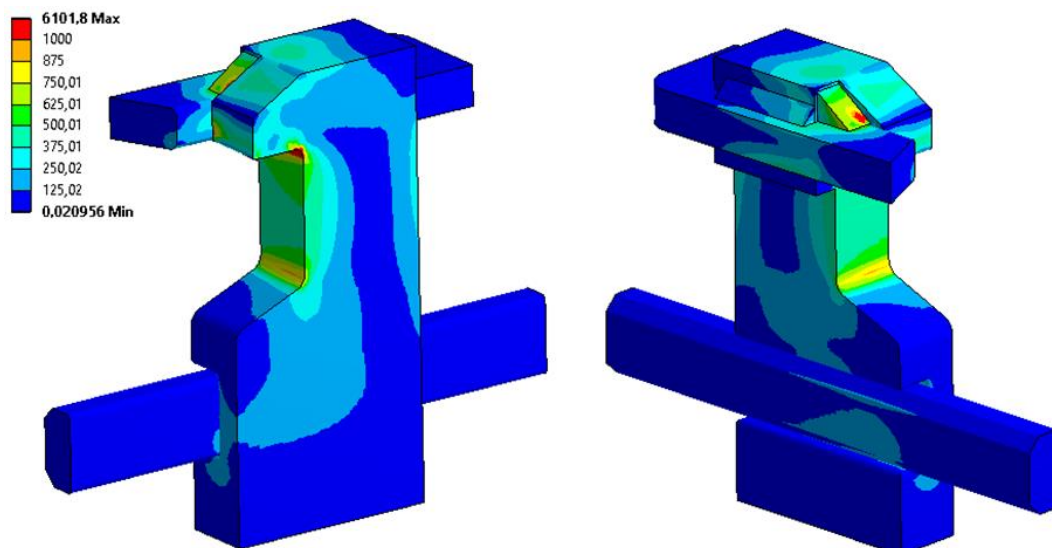


Kuva 38 Konsepti nro 3

Tässä vaiheessa konseptointia pääasiallisena tarkastelukohteena olivat suurimman rasituksen alla olevat komponentit, eli säätökelkka ja tartuntakynnet, joten laskennan nopeuttamiseksi analyysistä jätettiin pois runkolevy sekä hydraulisylinteri. Säätökelkan geometriasta tehtiin useampi iteraatiokierros (Kuva 39), mutta tartuntakynnen pyöristykseen kohdistuva jännitys osoittautui toistuvasti liian suureksi (Kuva 40), joten tartuntakynsi päätettiin korvata seuraaviin konsepteihin toisenlaisella ratkaisulla.



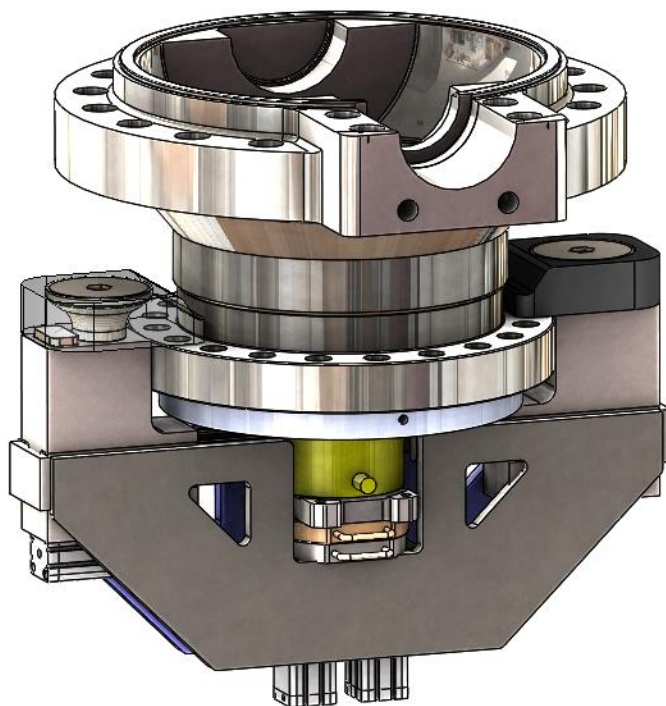
Kuva 39 Tartuntakynnestä kehitettiin useampi variaatio



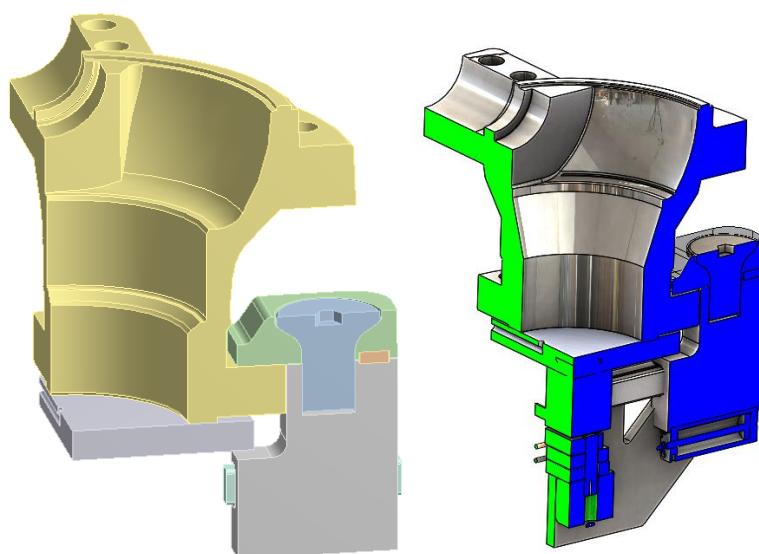
Kuva 40 Tartuntakynnen ja liukujohteen vertailujännitykset

8.4 Pulttiliitoskonseptit

Pulttiliitoksellisiin konseptimalleihin korvattiin säätökelkan kiinteä tartuntakynsi erillisellä kynsikappaleella, joka kiinnitetään säätörunkoon pulttiliitoksella (Kuva 41). Erillisellä tartuntakynnellä pyrittiin jakamaan kuormituksesta johtuva vetojännitys laajemmalle pinta-alalle. Analyyseistä jätettiin ylimääräiset komponentit pois, ja pääasiallisena tarkastelukohteena olivat säätökelkan ja tartuntakynnen kestävyys (Kuva 42).

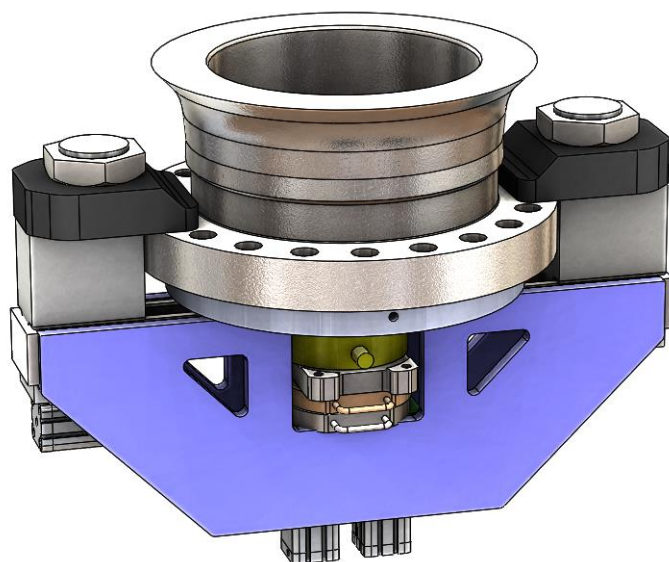


Kuva 41 Pulssiliitoksellisella tartuntakynnellä varustettu konseptimalli

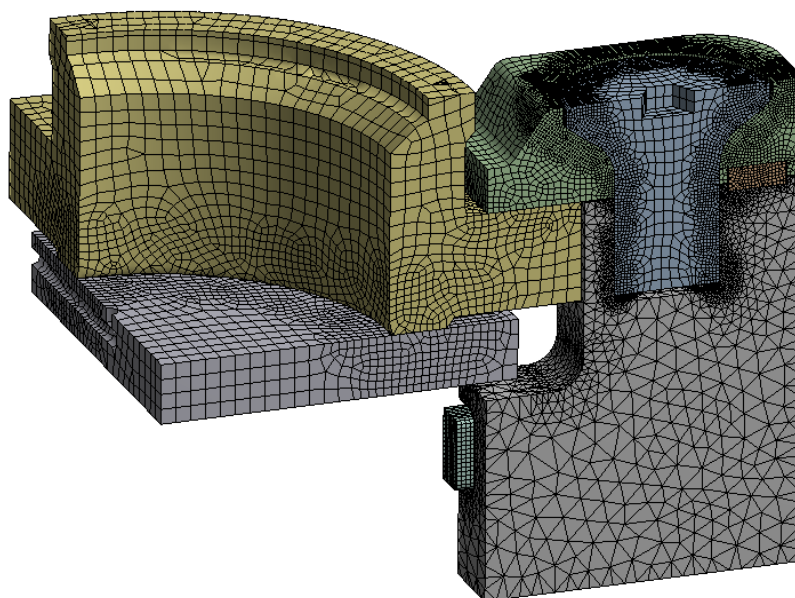


Kuva 42 Pulssiliitoksellisen puristimen analyysiin käytetty malli

Pulssiliitoksellisesta versiosta kehitettiin myös vaihtoehtoinen versio, jossa tartuntakynsi puristetaan säätörunkoon kiinni mutterilla, joka kiertyy säätörungossa olevaan tappiin (Kuva 43). Mallin elementtiverkkoa tihennettiin kontaktialueilla, sekä erityisesti pultin kierteen alueella (Kuva 44).

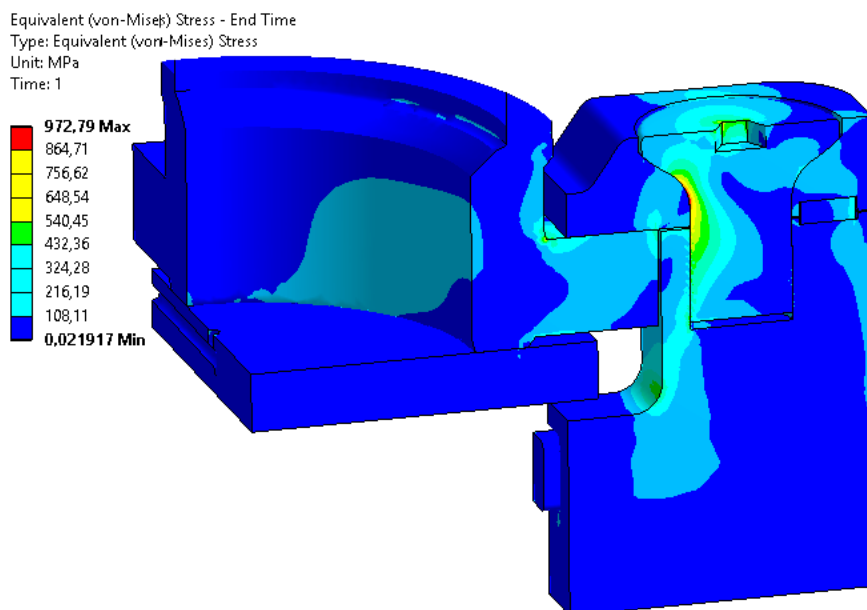


Kuva 43 Kiristysmutterilla kiinnitettävä tartuntakynsi

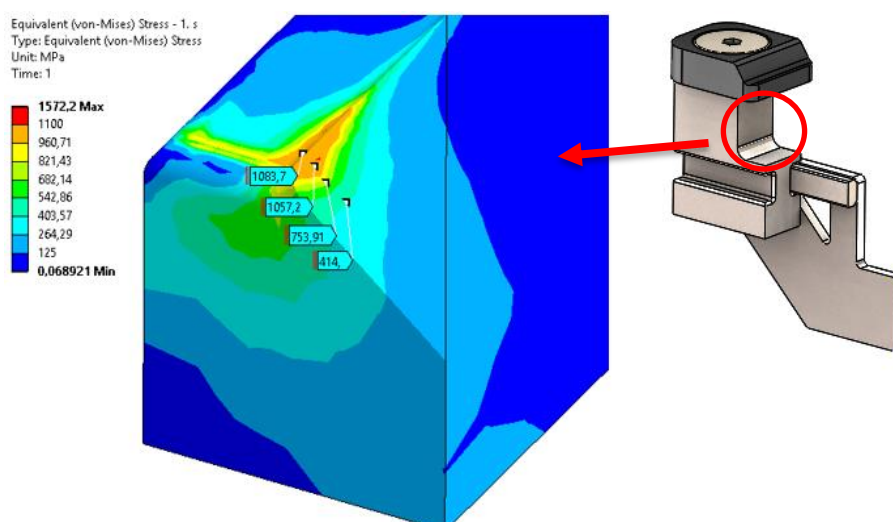


Kuva 44 Pulttiliitoksellisen mallin elementtiverkko

Pulttiliitoksellisella tartuntakynnellä saatiin venttiilin kuormitus jaettua laajemmalla pinta-alalle, joten jännitykset laskivat huomattavasti verrattuna aikaisempiin konsepteihin (Kuva 45). Maksimijännitykset esiintyivät pultissa ja säätörungon kelkkajohteessa (Kuva 46). Maksimijännitykset esiintyivät kuitenkin hyvin paikallisesti, ja tulokset pysyivät sallittavissa rajoissa.

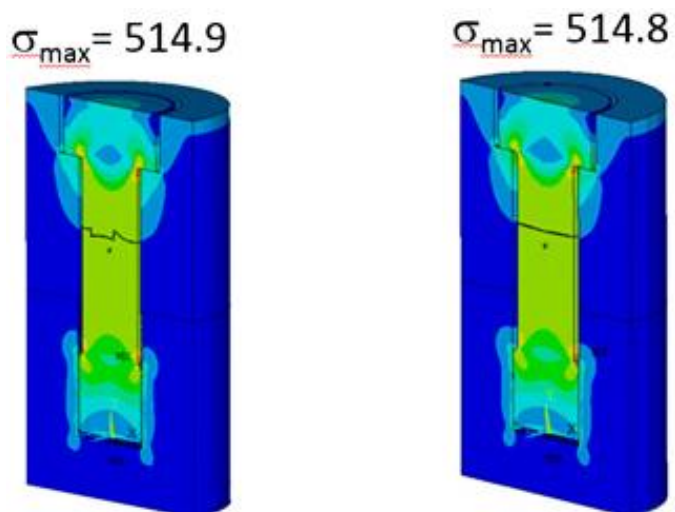


Kuva 45 Pultiliitosmallin vertailujännitykset

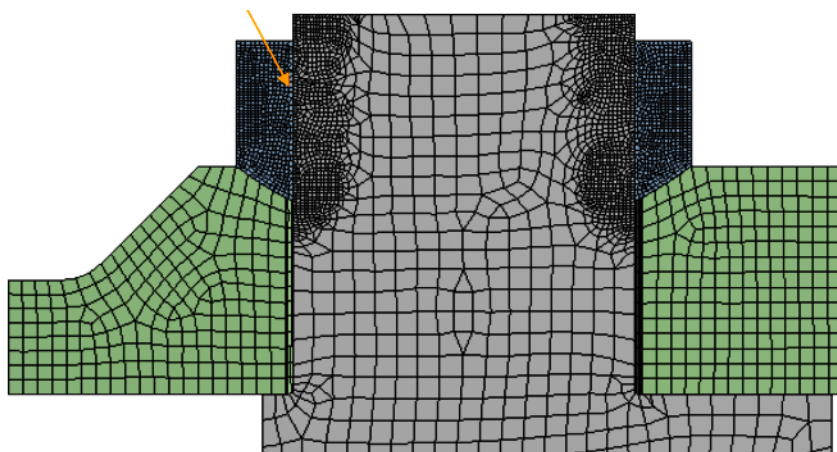


Kuva 46 Vertailujännitykset säätörungon kelkkajohteen läpileikkauksessa

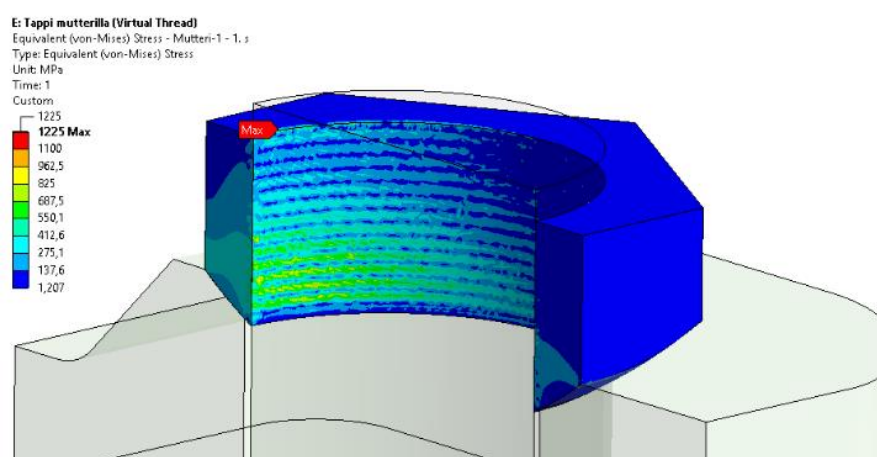
Kierteellisen liitoksen mallintamisessa käytettiin ANSYSin *Virtual Thread* -ominaisuutta, jolla saadaan luotua virtuaalinen kierrekontakti sylinterimäisten pintojen välille (Kuva 47. Kuva 49). Tavallisesti sylinterimäisten pintojen kontaktissa kontaktielementtien normaalit ovat säteittäissuuntaisia. Virtuaalisessa kierreessä määritetään simuloitavan kierteen kulma ja nousu, jolloin kontakti- ja kohde-elementtejä kierretään vastaamaan määritettyä kierteen profiilia. Virtuaalinen kierre vaatii hyvin tiheän verkon kierteen alueelle (Kuva 48), mutta analyysin laskenta-aika virtuaalikierreellä voi olla huomattavasti lyhyempi verrattuna mallinnetun kierteen analyysiin (Kuva 47). [32]



Kuva 47 Virtuaalikierteen käyttäminen voi nopeuttaa analyysin ratkaisua jopa kymmenkertaisesti verrattuna mallinnettuun kierteeseen. Vasemmalla kierteellinen malli, oikealla virtuaalikierte.



Kuva 48 Virtuaalikierte vaatii hyvin tiheän verkon.

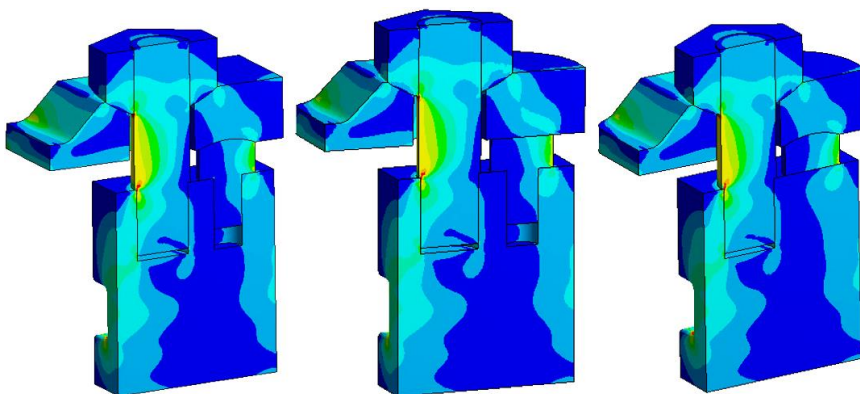


Kuva 49 Virtuaalikierte käytössä

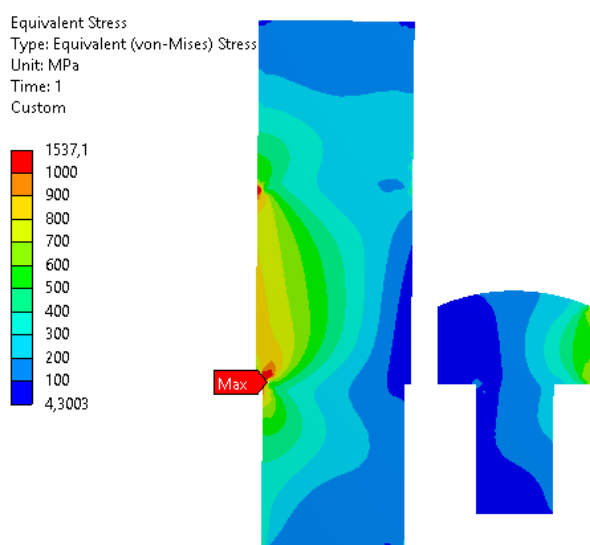
8.5 Vetovarsimalli

Vetovarsimallissa (Kuva 50) pyrittiin pääsemään eroon tartuntakynteen kohdistuvasta taivutusjännityksestä ja muuttamaan kuormitus puristus- ja vetojännitykseksi. Vetovarrellisessa mallissa tartuntakynsi kiristetään paikoilleen kiristysmutterilla, joka on kierretty kiinni säätörunkoon kiinnitettyyn vetotankoon. Säätökelkassa on lisäksi toinen pienikokoisempi tappi, jonka tarkoituksena on ottaa vastaan puristusjännitystä.

Tartuntakynteen kohdistuva taivutusjännitys saatiin vetovarren avulla pienemmäksi, ja tartuntakynnen vertailujännitys oli maksimissaan 720 MPa. Maksimijännitys esiintyi vetovarren kierteissä (Kuva 51), mikä on seurausta venttiilin kuormituksesta johtuvasta vetojännityksestä.



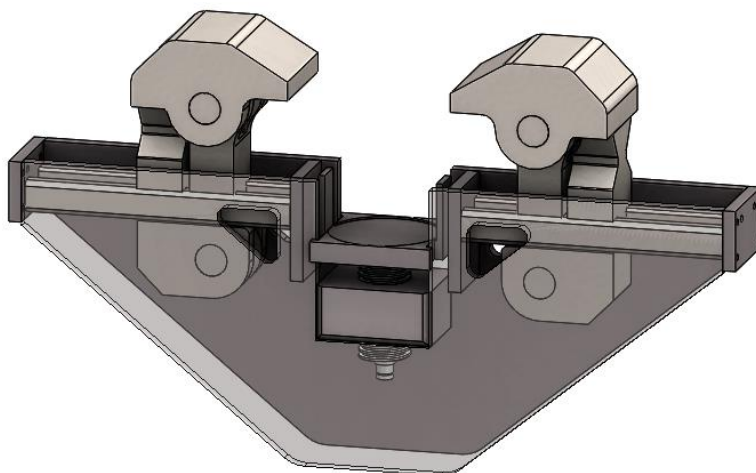
Kuva 50 Vetovarrellisesta mallista kehitettiin useampi versio



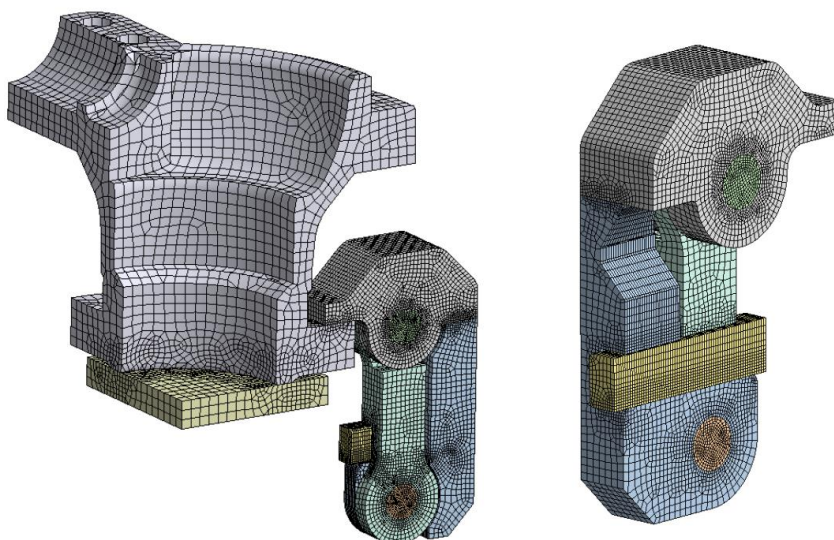
Kuva 51 Vetovarren vertailujännitykset pysyivät alle sallitun

8.6 Nivelöity malli

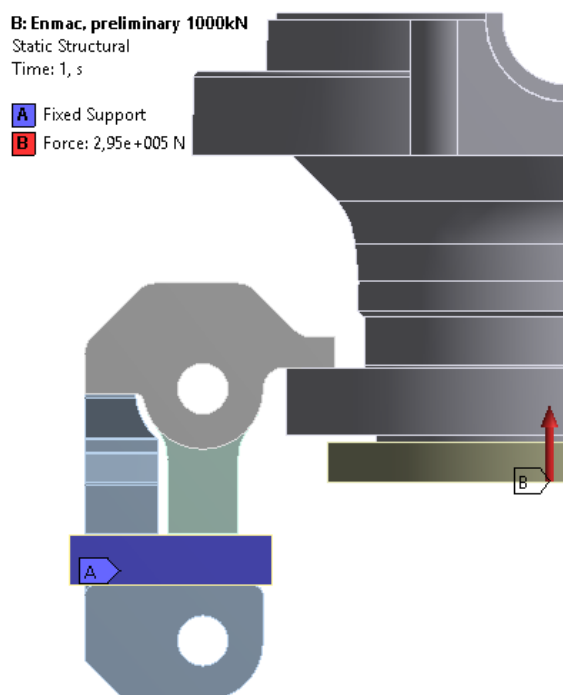
Nivelöidyssä mallissa tartuntakynteen kohdistuva hydraulisynterin kuormitus välitetään nivelten avulla vetojännitykseksi vetovarteeseen, sekä puristusjännitykseksi säätökelkan taaimmaiseen varteeseen (Kuva 52). Vetovarsi on molemmista päistä nivelöity, jolloin vetovarteeseen aiheutuu enimmäkseen aksiaalikuormitusta. Hydraulisynterin lepokorkeus voidaan säätää sopivaksi hydraulisynterin alustan pohjassa kierretangolla, joka on moottorilla ohjattava. Elementtiverkkoa tihennettiin nivelissä, sekä muissa kontaktipinnoissa (Kuva 53). Analyysiin määritettiin säätökelkan liukujohde jäykästi kiinnitetyksi, ja kuormitus määritettiin koeponnistuslaipan pintaan vastaavalle pinta-alalle, joka vastaa hydraulisynterin mittoja (Kuva 54).



Kuva 52 Nivelöity puristin

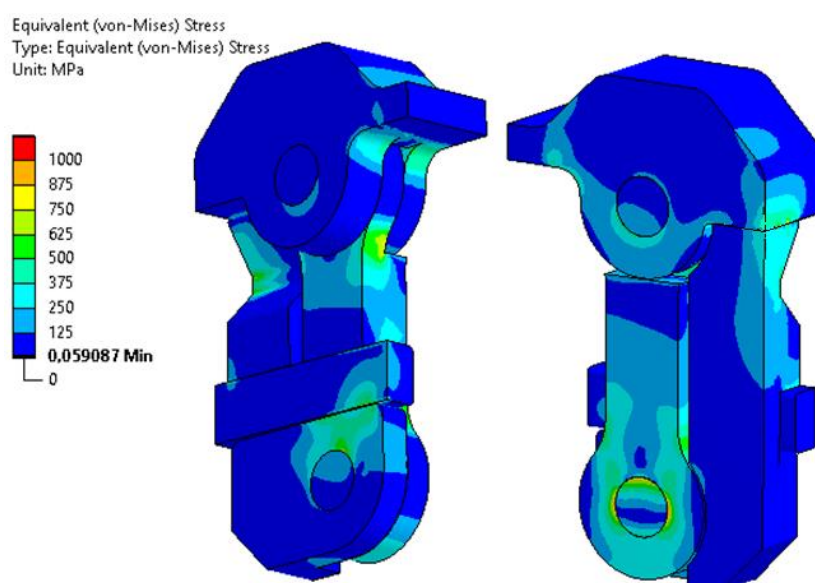


Kuva 53 Nivelöidyn mallin verkko

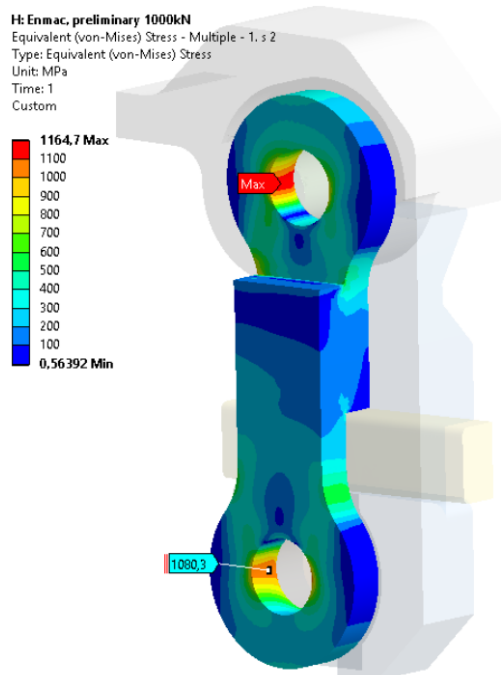


Kuva 54 Nivelöidyn mallin analyysissä määritetty kuormitus ja reunaehto

Nivelöidyssä puristimessa suurin vertailujännitys esiintyi vetovarren ja tappien välillä, mikä on seurausta niihin kohdistuvasta veto- ja leikkausjännityksestä (Kuva 55). Vetovarren maksimijännitys oli 1 165 MPa, jännitys kuitenkin sijoittui varsin paikallisesti sylinteripinnan pinnalle, joten sen ei todettu aiheuttavan haittaa (Kuva 56). Nivelöity puristin osoittautui lupaavaksi ratkaisuksi, joten sitä jalostettiin seuraaviin konseptiversioihin vahvistamalla rakenteen nivelliitoksia sekä minimoimalla rakenteen kokonaismassaa.

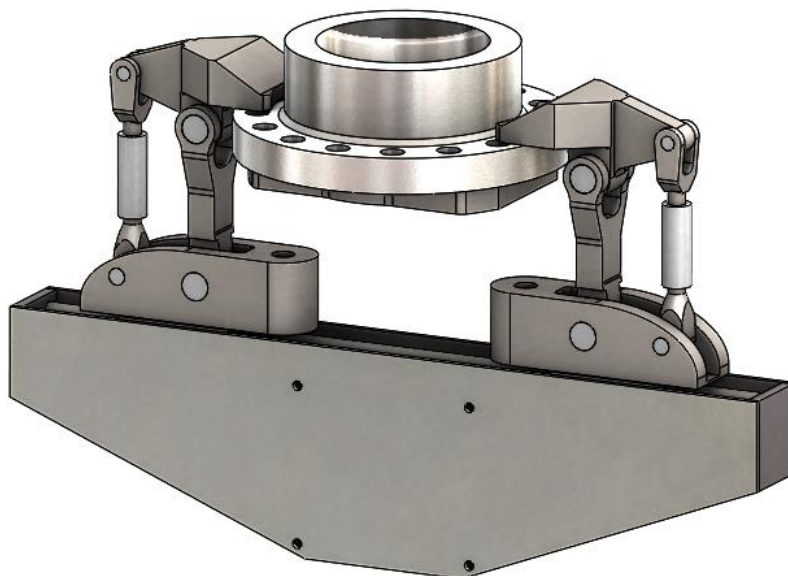


Kuva 55 Nivelöidyn mallin vertailujännitykset



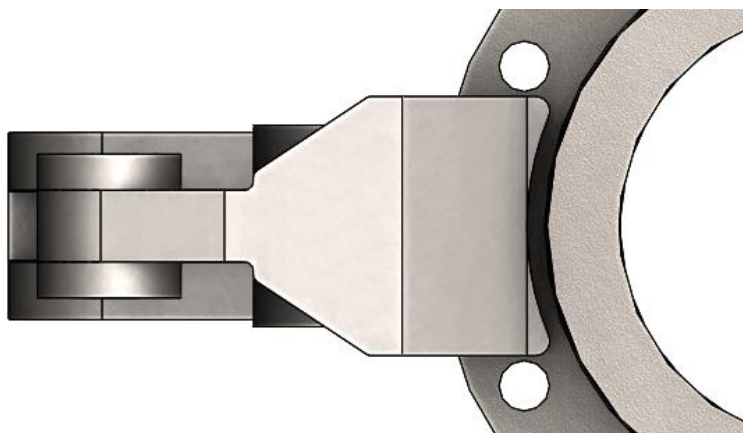
Kuva 56 Nivelpuristimen vetovarsi

Viimeisessä konseptiversiossa (Kuva 57) hyödynnettiin toimivaksi todettua nivelrakennetta. Tartuntakynnen taaimmaiseen tukisauvaan lisättiin kierteet säätömutteria varten. Tukisauvan päissä olevissa tapeissa on erikätiset kierteet, joten säätömutteria kiristämällä voidaan kynnen asento säätää oikeaksi ennen koeponnistusta. Molemmat tartuntakynnen sauvat ovat nivelöity rungon pohjaosaan.

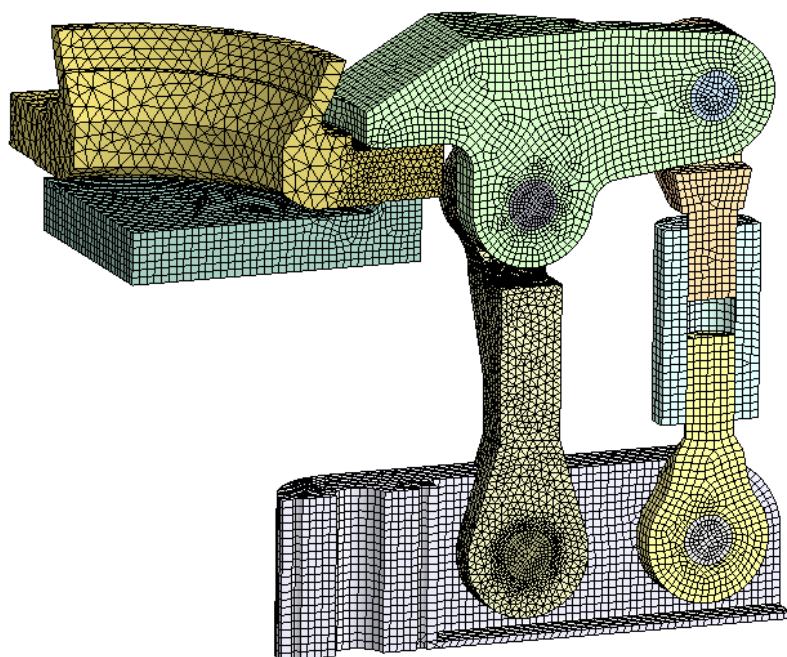


Kuva 57 Viimeisin konseptiversio

Rungon pohjaosa kulkee runkolevyn johteessa, jolloin kynsien vaakasuuntainen etäisyys on säädettävissä. Tartuntakynnen pää on pyöristetty kynnen ja venttiilin välisen tartuntapinta-alan maksimoimiseksi (Kuva 58). Säätomutterin jännitykset tiedettiin aiempien tulosten perusteella olevan alhaiset, joten laskenta-ajan nopeuttamiseksi kierrekontaktit korvattiin *Bonded*-kontaktilla, jolloin myös kontaktipintojen verkko pystyttiin pitämään kevyenä (Kuva 59).



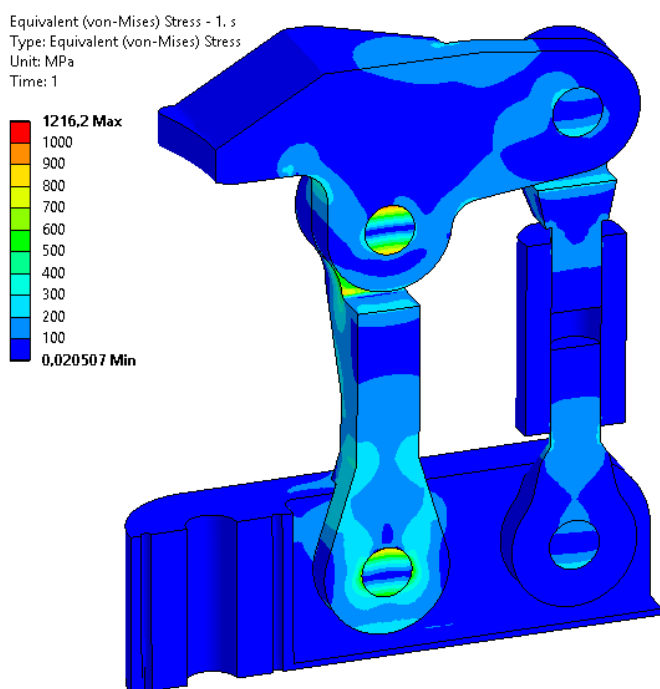
Kuva 58 Tartuntakynsi ja venttiilipesä ylhäältä päin kuvattuna



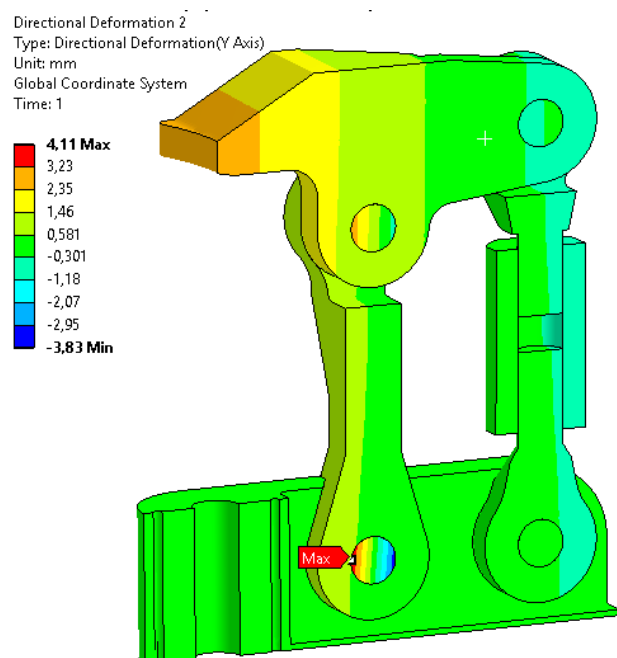
Kuva 59 Viimeisen konseptimallin elementtiverkko

Viimeisimmän konseptiversion jännitykset pysyivät sallituissa rajoissa (Kuva 60). Suurin vertailujännitys (1 216 MPa) esiintyi alemmassa vetovarren nivelessä, ja plastinen

venymä oli maksimissaan 0,3 %. Tartuntakynnen venttiilin puoleisen pään pystysuuntainen siirtymä tarkistettiin tuloksista ja varmistettiin, ettei siirtymä ylitä hydraulisylinterin maksimi-iskunpituutta (Kuva 61).



Kuva 60 Nivelöidyn mallin vertailujännitykset



Kuva 61 Kuormituksesta johtuva pystysuuntainen siirtymä puristinrakenteessa

9 Yhteenveto

Tässä insinööriyössä tutkittiin uuden koeponnistuspuristimen rakenteellista kestävyyttä ANSYS-ohjelmiston avulla. Työ aloitettiin perehtymällä konseptin toimintaan, jotta sen toiminta ymmärrettiin riittävän tarkasti. Koeponnistuspuristin mallinnettiin Solidworksissä, josta malli vietiin ANSYSiin. Analyysin tuloksista varmistettiin, että puristimeen muodostuvat jännitykset ja siirtymät eivät kasva liian suuriksi, jotta rakenne tulee kestäväseen käyttöön.

Laskentatulosten perusteella tunnistettiin konseptien rakenteelliset heikkoudet, joita pyrittiin korjaamaan seuraaviin versioihin. Konseptiin tehtiin mallinnusmuutoksia rakenteen optimoimiseksi, pyrkimyksenä pitää rakenteen kokonaismassa mahdollisimman kevyenä. Viikoittain pidetyissä projektipalavereissa simulointitulokset käytiin läpi, ja niiden pohjalta konseptimalliin tehtiin parannuksia. Konseptin iteroinnin lopputuloksena saavutettiin malli, jonka todettiin olevan rakenteellisesti kestävä. Mikäli konseptista tilattava prototyyppi osoittautuu toimivaksi, suunnitellaan puristimesta lisäksi kevyempi versio pienempiä venttiilikokoja varten.

Työn toteutuksen suurimpana haasteena oli ANSYSin tehokas käyttäminen, analyysin asetusten tunteminen riittävän tarkasti, jotta ratkaisu olisi mahdollisimman nopeaa, mutta kuitenkin tulosten tarkkuus riittävä.

FEA-ohjelmistot ovat työkaluja, ja työkalu on parhaimmillaan yhtä tehokas kuin käyttäjänsä. Elementtimenetelmäohjelmistolle, kuten mille tahansa tietokoneohjelmistolle, pätee GIGO-periaate: *Garbage In, Garbage Out*. Mikäli simuloitavaa tilannetta ei ymmärrä tarpeeksi tarkasti, tuloksetkaan eivät voi olla tarpeeksi luotettavia.

Lähteet

- 1 Metso Flow Control. Verkkoaineisto. <www.metso.com>. Luettu 10.10.2017.
- 2 D. L. Logan. A First Course in the Finite Element Method. CL Engineering. 2000.
- 3 J. Dean. Introduction to the Finite Element Method. The Direct Stiffness Method and the Global Stiffness Matrix. University of Cambridge, Department of Materials Science & Metallurgy.
- 4 O. de Weck & I. Y. Kim. Engineering Design and Rapid Prototyping, Finite Element Method. Massachusetts Institute of Technology. 2004. Verkkoaineisto. <http://web.mit.edu/16.810/www/16.810_L4_CAE.pdf>. Luettu 11.10.2017.
- 5 H. Holm. Marine Technology, The Finite Element Method. 2002. Verkkoaineisto. <<http://illustrations.marin.ntnu.no/structures/analysis/FEM/theory/index.html>>. Luettu 12.10.2017.
- 6 O. Zienkiewicz & R. Taylor. The Finite Element Method, Volume 1: The Basis. Butterworth-Heinemann. 2000.
- 7 S. Roensch. Finite Element Analysis: A Four-Article Series. 2013. Verkkoaineisto. <www.finiteelement.com/feawhite1.html>. Luettu 12.10.2017.
- 8 Rao. S. The Finite Element Method In Engineering. 4th ed. Amsterdam: Elsevier/Butterworth Heinemann.
- 9 S. Bhavikatti. Finite Element Analysis. New Age International Pvt. Ltd. 2005.
- 10 A. Harish. How to Calculate Stress and Strain with FEM Software. 2018. Verkkoaineisto. <www.simscale.com/blog/2017/04/stress-and-strain>. Luettu 7.2.2018
- 11 S. Hale. Engineering Advantage Blog. How Do I Know If My Mesh is Good Enough?. CAE Associates. 2014. Verkkoaineisto. <<https://caeai.com/blog/how-do-i-know-if-my-mesh-good-enough>>. Luettu 2.10.2017.
- 12 ANSYS Guides, Chapter 2: Loading. Verkkoaineisto. Ansys Inc. <http://www.ansys.stuba.sk/html/guide_55/g-bas/GBAS2.htm>. Luettu 19.10.2017.
- 13 C. Rusu. What is an FEA Solver?. FEAforAll. 2013. Verkkoaineisto. <<http://feaforall.com/what-is-an-fea-solver/>>. Luettu 6.10.2017.
- 14 A. Harish. How to Choose a Solver for FEM Problems: Direct or Iterative?. SimScale. Verkkoaineisto. <www.simscale.com/blog/2016/08/how-to-choose-solvers-for-fem/>. Luettu 11.12.2017.
- 15 ANSYS Guide, Chapter 8: Nonlinear Structural Analysis. Verkkoaineisto. Ansys Inc. <www.ansys.stuba.sk/html/guide_55/g-str/gstr8.htm>. Luettu 1.11.2017.
- 16 S. Barret. Engineering Advantage Blog. Understanding Geometric Nonlinearities. CAE-Associates. 2016. Verkkoaineisto. <<https://caeai.com/blog/understanding-geometric-nonlinearities>>. Luettu 27.1.2018.
- 17 ANSYS Guide, 14.12 Newton-Raphson Procedure. Verkkoaineisto. Ansys Inc. <www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/ans_thry/thy_tool10.html>. Luettu 10.1.2018.
- 18 ANSYS Documentation, Mechanical APDL Basic Analysis Guide, 3.2 Load Steps, Substeps and Equilibrium Iterations.

- 19 ANSYS. Mechanical APDL Material Reference, 1.1 Material Models for Displacement Applications.
- 20 ANSYS 16.2 Theory Reference. 2.1.1 Stress-Strain Relationships. Verkkoaineisto. Ansys Inc. <www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/ans_thry/thy_str1.html>. Luettu 15.12.2017.
- 21 ANSYS Lecture 5: Structural Nonlinearities. 2010. Verkkoaineisto. Ansys Inc. <inside.mines.edu/~apetrell/ENME442/Labs/1301_ENME442_lab7.pdf>. Luettu 17.12.2017.
- 22 ANSYS Material Reference, 4.4. Rate-Independent Plasticity. Verkkoaineisto. Ansys Inc. <www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/ans_mat/amp8sq21ldm.html>. Luettu 07.1.2018.
- 23 P. Kelly. Solid Mechanics Part II. Engineering Solid Mechanics – small strain. University of Auckland. Verkkoaineisto. <http://homepages.engineering.auckland.ac.nz/~pkel015/SolidMechanicsBooks/Part_II/08_Plasticity/08_Plasticity_06_Hardening.pdf>. Luettu 8.11.2017.
- 24 ANSYS Structural Analysis Guide. Verkkoaineisto. Ansys Inc. <www.ansys.stuba.sk/html/guide_55/g-str/gstr8.htm>. Luettu 1.12.2017.
- 25 R. Kemppainen. Materiaalimallin määrittämisestä kylmämuovattujen putkipalkkien K-liitosten FE-analysissä. Diplomityö. Lappeenranta teknillinen yliopisto. 2002.
- 26 ANSYS. Advanced Nonlinear Materials, Lecture 2: Advanced Metal Plasticity. 2012. Verkkoaineisto. Ansys Inc. <http://innomet.ttu.ee/martin/mer0070/wb/ws11/ws5a_belleville/mech_anl_14.0_I02-adv-plasticity.pdf>. Luettu 1.12.2017.
- 27 ANSYS Lecture 3: Introduction to Contacts. 2010. Verkkoaineisto. Ansys Inc. <http://inside.mines.edu/~apetrell/ENME442/Labs/1301_ENME442_lab6_lecture.pdf>. Luettu 14.12.2017.
- 28 J. Doyle. ANSYS Blog. What Are the Differences Between the Contact Formulations? 2012. Verkkoaineisto. <www.ansys-blog.com/what-are-the-differences-between-the-contact-formulations/>. Luettu 20.11.2017.
- 29 P. Cunningham. Engineering Advantage Blog, How To Make Sure Your Contact Elements Hit The Target. CAE-Associates. 2016. Verkkoaineisto. <<https://caeai.com/blog/how-make-sure-your-contact-elements-hit-target>>. Luettu 20.1.2018.
- 30 ANSYS Mechanical Manual, 3.5.1. Asymmetric Contact vs. Symmetric Contact. Verkkoaineisto. Ansys Inc. <https://www.sharcnet.ca/Software/ANSYS/17.0/en-us/help/ans_ctec/Hlp_ctec_dessurf.html>. Luettu 26.11.2017.
- 31 Metso Flow Control. T-1128. Yrityksen sisäinen dokumentti. O.Kunelius
- 32 P. Barrett. Engineering Advantage Blog. Detailed Modeling of Threaded Connections. CAE-Associates. Verkkoaineisto. <<https://caeai.com/blog/detailed-modeling-threaded-connections>>. Luettu 20.1.2018.